

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**MODELADO Y SIMULACIÓN DEL
SELECTOR Y PRESELECTOR DE UN
CAMBIADOR DE TOMAS EN CARGA**

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

AUTOR: Eduardo Barta Pérez

DIRECTOR: Jesús Meneses Alonso

TUTORES: Edwin Rivas Trujillo
Edwin Laniado Jacome

Leganés, 18 de Julio de 2006

A mis padres, por todo.

A mis amigos y compañeros, por estar ahí.

A mi director y mis tutores de proyecto, por su apoyo, dedicación y paciencia.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROYECTO.....	3
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO	4
1.5 METODOLOGIA.....	5
2. CAMBIADORES DE TOMAS EN CARGA.....	7
2.1 ESTRUCTURA GENERAL DE UN CAMBIADOR DE TOMAS EN CARGA.....	7
2.2 MODOS DE FUNCIONAMIENTO DE UN OLTC.....	8
3. MODELADO EN <i>SOLIDWORKS</i>.....	11
3.1 ESQUEMA DEL SELECTOR Y EL PRESELECTOR	14
4. ANÁLISIS DE MODOS DE VIBRACIONES	17
4.1 ENSAYO.....	18
4.2 RESULTADOS.....	21
4.3 ANÁLISIS MODAL.....	27
4.4 ANÁLISIS DE VIBRACIONES	32
4.4.1 MOTOR.....	32
4.4.2 MOVIMIENTOS DE CONMUTACIÓN.....	34
5. ENSAYO ESTÁTICO.....	41
5.1 ESTUDIOS PREVIOS.....	42
5.2 ENSAYO EN EL CONJUNTO.....	48
5.2.1 RESULTADOS	49

5.3 ENSAYO CON EL CONTACTO.....	53
5.3.1 RESULTADOS	54
6. ESTUDIO DE FATIGA	58
6.1 FATIGA PARA EL DISPOSITIVO COMPLETO.....	58
6.2 FATIGA PARA EL CONTACTO.....	63
7. ENSAYO DINÁMICO	70
7.1 ESTUDIOS PREVIOS	70
7.2 RESULTADOS	76
7.2.1 PRESLECTOR	77
7.2.2 SELECTOR CENTRAL.....	89
8. CONCLUSIONES.....	95
9. FUTUROS ESTUDIOS	97
10. BIBLIOGRAFÍA.....	99
11. APÉNDICE.....	101
11.1 PIEZAS EN DETALLE.....	101
11.2 PIEZAS DE CONJUNTO ESQUEMÁTICO.....	110
11.3 MODOS DE VIBRACIÓN.....	113

1. INTRODUCCIÓN

El conocimiento de los puntos débiles y elementos de riesgo de cualquier mecanismo en la industria moderna es una herramienta vital para establecer un diagnóstico real del estado de los equipos, permitiendo pronosticar que componentes deben reemplazarse, justo antes de que fallen, minimizando sus modos de fallos, sus costos de mantenimiento y optimizando la calidad del sistema.

[1] La valoración del estado de un cambiador de tomas en carga (OLTC) es importante para asegurar la confiabilidad de un transformador. Crear la base del conocimiento sobre el comportamiento general y particular de un OLTC es fundamental para progresar en la creación de nuevos métodos de predicción de fallos mecánicos en este tipo de dispositivos.

La función del cambiador de tomas en carga de un transformador es realizar la operación de cambio de una toma a otra del devanado de regulación permitiendo regular el voltaje de salida del transformador a los niveles requeridos, lo cual se consigue modificando el número de espiras en uno de los devanados del transformador sin la interrupción de la corriente de la carga. El OLTC es la única parte con movimiento en un transformador.

El OLTC es un elemento sometido a grandes solicitaciones mecánicas (actuación en pocos milisegundos), térmicas (conducen altas corrientes) y eléctricas (necesidad de interrumpir la corriente en un circuito inductivo en un tiempo muy breve), es por ello uno de los elementos del transformador con el mayor índice de fallos. De acuerdo a una encuesta internacional [2], el 40% de los fallos de un transformador se producen en el OLTC.

[1] El estado de algunos de los elementos del cambiador (resistencias de conmutación, contactos, etc.) puede ser evaluado mediante inspecciones periódicas. Sin embargo estas inspecciones requieren tener el transformador en descargo, es decir fuera

de servicio, un tiempo relativamente prolongado; esto implica un gasto considerable y requiere de un equipo de técnicos y operarios cualificados. Además, algunas de las partes de un OLTC (contactos del selector, preselector, etc.) no pueden ser inspeccionadas debido a su localización dentro de la cuba del transformador.

[1] Durante la última década se han realizado esfuerzos considerables para desarrollar un nuevo método de diagnóstico eficiente de OLTC en servicio, sin afectar su operación normal. El método de mantenimiento predictivo sin descargo más clásico es la medida de los gases disueltos en el aceite del OLTC; sin embargo, este procedimiento no es válido para detectar un elevado número de defectos incipientes hasta que éstos han derivado en averías más o menos importantes. Entre las técnicas de diagnóstico del estado de un OLTC en servicio descritas en la literatura técnica [1], [3], [4], [5] se encuentran la medida de la potencia consumida por el motor que acciona el OLTC, la medida de temperatura de la cuba en la zona en la que se encuentra el OLTC y la medida de vibraciones durante el proceso de conmutación. El primero de los métodos indicados depende mucho del tipo de cambiador y del tipo de cuba y no siempre es aplicable al tipo de OLTC empleados en Europa. El segundo procedimiento parece haber alcanzado un elevado grado de madurez, aunque no alerta sobre todas las averías incipientes posibles. El tercero de los métodos presenta todavía algunos aspectos a estudiar. Este proyecto estará encaminado a definir una base científica y teórica de conocimiento mecánico del OLTC para establecer los patrones básicos de comportamiento sobre donde más tarde crecerán cualquiera de los métodos de diagnóstico descritos, especialmente útil para el diagnóstico por análisis de vibraciones.

[1] Desde principios del siglo XX, se han utilizado varias técnicas para el estudio del comportamiento dinámico de los elementos mecánicos asociados a las máquinas eléctricas. Se ha pasado del análisis clásico de Fourier y sus derivaciones al análisis de Wavelet. Cualesquiera que sean los métodos utilizados, es necesario primeramente determinar un comportamiento teórico sobre el que se asienten el resto de análisis posteriores, gracias a los cuales se asegurará una alta efectividad en el diagnóstico de modos de fallos.



1.1. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROYECTO

Detectar y clasificar el tipo de avería, o defecto en tiempo real proporcionaría un avance significativo en este campo ya que permitiría reducir costos de operación y mantenimiento y los tiempos de descargo del transformador. Así, por ejemplo, si se conoce que en un cambiador de tomas existe un defecto en una determinada toma, es posible continuar trabajando con el transformador pero sin utilizar dicha toma o incluso sin que el OLTC trabaje. Además, con la información obtenida del estudio de vibraciones se podrían realizar estudios del comportamiento dinámico de cada una de los elementos lo que llevaría a mejorar los diseños y la fiabilidad de estos.

Esta exigencia de establecer una base para modernizar el diseño del mecanismo se inspira en la exigencia anterior en la que la legislación estatal y organizaciones de consumidores obligan a prestar servicio eléctrico continuamente sin interrupciones en el fluido eléctrico a los todos los ciudadanos y empresas de un país.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Como se ha indicado anteriormente conocer las limitaciones mecánicas y estructurales de un OLTC puede ser decisivo para el diagnóstico de fallos en el mismo. Sin embargo, la tarea no es sencilla, puesto que un OLTC es un complejo mecanismo formado por varios dispositivos cada uno con una función propia. Es preciso enfocar el estudio de manera acertada para poder extraer la información relevante y evitar manejar información compleja y poco relevante.

Un OLTC está compuesto básicamente por un conmutador (diverter switch), un dispositivo de selección (selector switch) y puede contener un preselector. Para obtener la información necesaria a la hora de crear nuevas vías de mejora del diseño de un OLTC completo, en este proyecto se va comenzar estudiando tanto el dispositivo de selección como el preselector con el objetivo de crear un enfoque más detallado de

todos los elementos que intervienen en las diferentes operaciones específicas de trabajo de ambos mecanismos.

El problema consiste en implementar una nueva estrategia de evaluación del comportamiento de un OLTC en servicio. Para poder investigar tanto el comportamiento mecánico como las limitaciones de los materiales correspondientes a los mecanismos de selección y preselección se utilizarán técnicas avanzadas de modelado de los componentes mecánicos del OLTC mediante *SolidWorks*, simulación del comportamiento mecánico de los mismos mediante el programa de elementos finitos *Algor* y se trabajará con *Matlab* para el análisis de las señales.

1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO

Este proyecto "**Modelado y Simulación del Comportamiento del Selector y el Preselector de un OLTC**" se enmarca en la línea de investigación de los Departamento de Ingeniería Eléctrica y de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid. Para el desarrollo del proyecto se han planteado el siguiente objetivo:

Caracterización del comportamiento mecánico del selector y preselector de un OLTC con base al estudio de análisis de modos, ensayo estático, ensayo de fatiga y ensayo dinámico.



1.5 METODOLOGIA

Este proyecto se ha dividido en siete capítulos, a saber:

En el capítulo 1 se presenta la introducción del mismo, en el capítulo 2 se explica que es y como está compuesto un OLTC, en el capítulo 3 se modela el selector y el preselector del OLTC, en el capítulo 4 se analizan los diferentes modos de vibración, en el capítulo 5 se presentan varios ensayos estáticos, en el capítulo 6 se realiza un estudio de fatiga y en el capítulo 7 en el que se ejecuta un estudio dinámico. Luego se presentan las conclusiones y trabajos futuros que se recomiendan. Por último se presenta un apéndice que contiene todos las piezas del conjunto selector y preselector en detalle, en esquema y todos los modos de vibración que se obtuvieron.

Para llevar a cabo el presente trabajo la metodología a seguir es la siguiente:

- a) Recopilación bibliográfica relacionada con los siguientes temas:
 - Trabajos realizados por otros autores en el diagnóstico de defectos en cambiadores de tomas en carga por análisis de las vibraciones.
 - Composición y funcionamiento de un cambiador de tomas en carga comercial que se utilizará en el proyecto.
 - Utilización de FFT.
 - Trabajo con hardware y software especializado para la recreación tridimensional y simulación con elementos finitos.
- b) Estudio y análisis de la información anterior.
- c) Modelo de Simulación
 - Modelado o CAD (Diseño asistido por computador) de los dispositivos de selección y preselección del cambiador de tomas en carga mediante el programa *SolidWorks*.

- Determinación por simulación mecánica de los modos de vibración de ambos mecanismos mediante el método de elementos finitos en código *Algor*.

d) Datos

- Análisis y clasificación de los datos obtenidos.
- Elaboración de análisis preliminares

e) Conclusiones.

2. CAMBIADORES DE TOMAS EN CARGA

2.1 ESTRUCTURA GENERAL DE UN CAMBIADOR DE TOMAS EN CARGA

Un cambiador de tomas en carga es aquel mecanismo encargado de realizar la operación de cambio de una toma a otra del devanado de regulación. Es decir, es el encargado de cambiar el número de espiras de un transformador que deben entrar en servicio en un transformador. Un OLTC está compuesto básicamente por el conmutador (*diverter switch*), el dispositivo de selección (*selector switch*) y puede contener un preselector.

En las figuras 2.1.1 y 2.1.2 se muestran la vista anterior y posterior del preselector y del selector.



fig2.1.1. vista posterior del OLTC



fig2.1.2 vista anterior del OLTC

En la figura 2.1.3 se pueden apreciar como sobresalen los tres contactos por viga del conjunto. Ellos serán los encargados de recibir el selector central en movimiento en cada cambio de posición.



fig2.1.3 vista de los tres contactos por viga

En la figura 2.1.4 aparece el conjunto mecánico denominado preselector.



fig2.1.4 vista del preselector

2.2 MODOS DE FUNCIONAMIENTO DE UN OLTC

La siguiente ilustración servirá para explicar esquemáticamente la operación de cambio de tomas [6]:

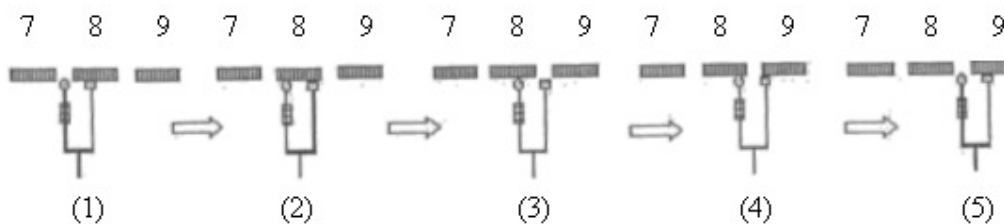


fig2.5 proceso de cambio de toma

La secuencia define el paso genérico de la toma 8 a la toma 9. En el primer paso se observa como la rama sin resistencia de transición, la rama de la derecha, es la que está conectada a la toma 8 y es a través de la cual se suministra la corriente eléctrica a la



red. Cuando se desea cambiar de toma hacia una adyacente que nos ofrece el número de espiras deseado, se moverá el conjunto de los dos ramales hacia la derecha en este caso. Aparece así en el paso 2 ambos ramales en contacto con la toma 8 en cortocircuito, por lo que se hace necesario conectar una resistencia, la llamada resistencia de transición, que modere el pico de corriente producido. Cuando la rama sin resistencia abandona la toma octava, paso 3, y todavía no ha conectado con la toma siguiente, es entonces cuando la rama con la resistencia de transición lleva toda la corriente de carga a la red, mientras la otra rama no trabaja eléctricamente. Una vez la rama de la derecha ha conectado con la toma 9 y la rama de la izquierda aún está conectada a la toma 8, la corriente de circulación se realiza a través de ésta última. Por último, la rama de la izquierda se desconecta definitivamente de la toma 8 y la circulación se realiza normalmente a través de la rama de la derecha.

Es importante que el sistema esté diseñado para que ésta operación se realice en el menor tiempo posible debido a las altas temperaturas que producen los arcos eléctricos de corriente durante el cambio de toma que aparecen en la aproximación del selector central al contacto. Es por ello que el dispositivo de selección y el preselector estén sumergidos en una solución aceitosa con un coeficiente dieléctrico suficientemente alto como para retardar la aparición del arco eléctrico y minimizar el desgaste y la aparición de carboncillo que dificultarían la transmisión de la carga eléctrica.

La función específica dentro de un OLTC del dispositivo de selección es estrictamente la de conectar las tomas físicas que correspondan con las vueltas del devanado del transformador. La función de un preselector consiste en proporcionar mayor números de tomas virtuales respecto a las tomas reales que pueden trabajar. Esto queda reflejado a nivel esquemático en la figura 2.6 [7].

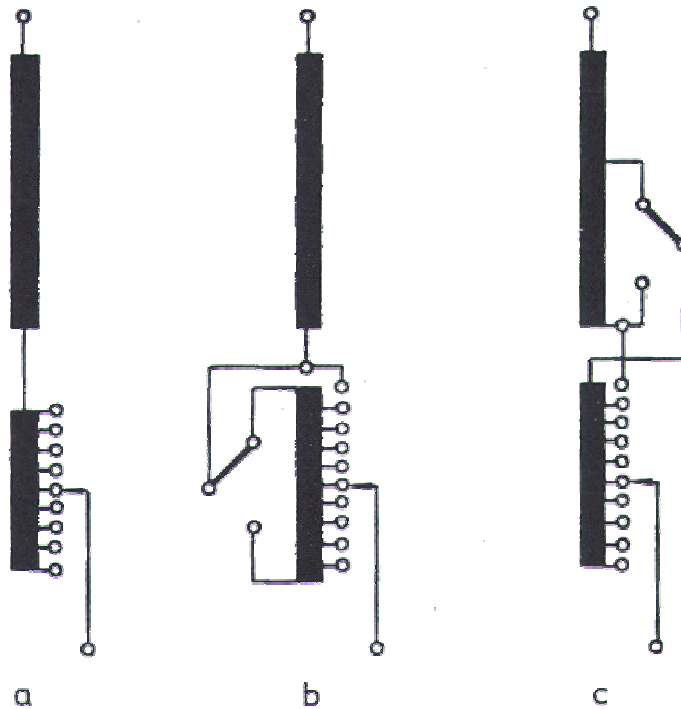


fig2.6 dispositivo de selección y preselector (a sin preselector, b con preselector inversor y c con preselector gran escalón)

Cuando el preselector inversor de la figura 1.6 b está conectado a la toma superior el sentido de la corriente provoca la aparición de un flujo aditivo generado por aquellas espiras del transformador que han sido seleccionadas por el dispositivo de selección, lo que significa que la dirección de la intensidad de ambos devanados primario y secundario se suman debido a que actúan en una misma dirección. Cuando el preselector está conectado a la toma inferior el sentido de la corriente provoca la aparición de un flujo sustractivo generado por el resto de espiras del transformador que no habían trabajado con la preselección de la toma superior y que habían sido seleccionadas por el dispositivo de selección, lo que en este caso significa que la dirección de la intensidad de ambos devanados primario y secundario se restan debido a que actúan en direcciones opuestas. En el caso del preselector gran escalón se conecta el comienzo del devanado de regulación a dos puntos del devanado principal uno para cada posición de trabajo de manera similar que con el preselector inversor.

3. MODELADO EN *SOLIDWORKS*

Se tomó con la ayuda de un calibre las medidas de manera directa sobre el selector y el preselector para tener medidas reales. Se tomaron fotografías generales, en detalle del conjunto y de cada una de los componentes con el fin de obtener una mayor precisión en el modelado.

Comenzando por las partes del mecanismo más críticas desde un punto de vista mecánico, se diseñaron los *contactos* en torno a los cuales se generaría el resto de la estructura. El objetivo de esta estrategia era definir de la manera más exacta posible los elementos más complicados del conjunto, evitando de esta manera el hecho de que al diseñar primeramente otras partes del mecanismo de menor relevancia condicionara el diseño posterior de éstas debido a las posibles limitaciones del software utilizado.

En la figura 3.1 se presenta el resultado de establecer las diferentes relaciones geométricas de posición entre los diferentes subconjuntos y piezas del mecanismo.

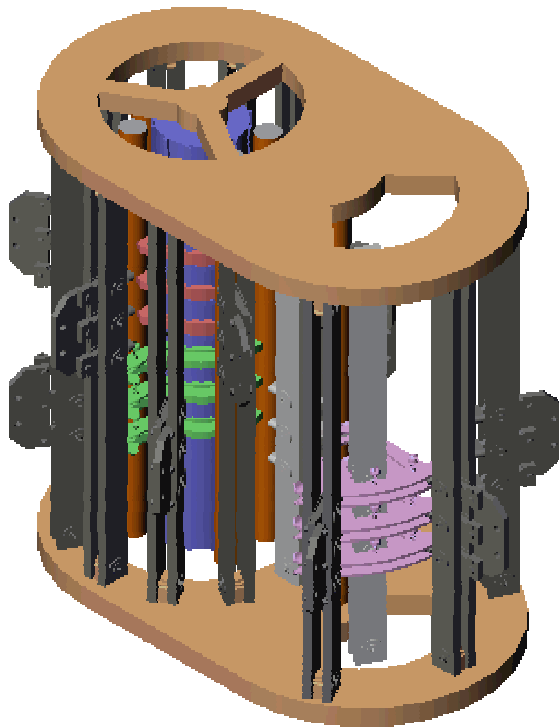


fig3.1 vistas del conjunto final de ambos dispositivos de selección

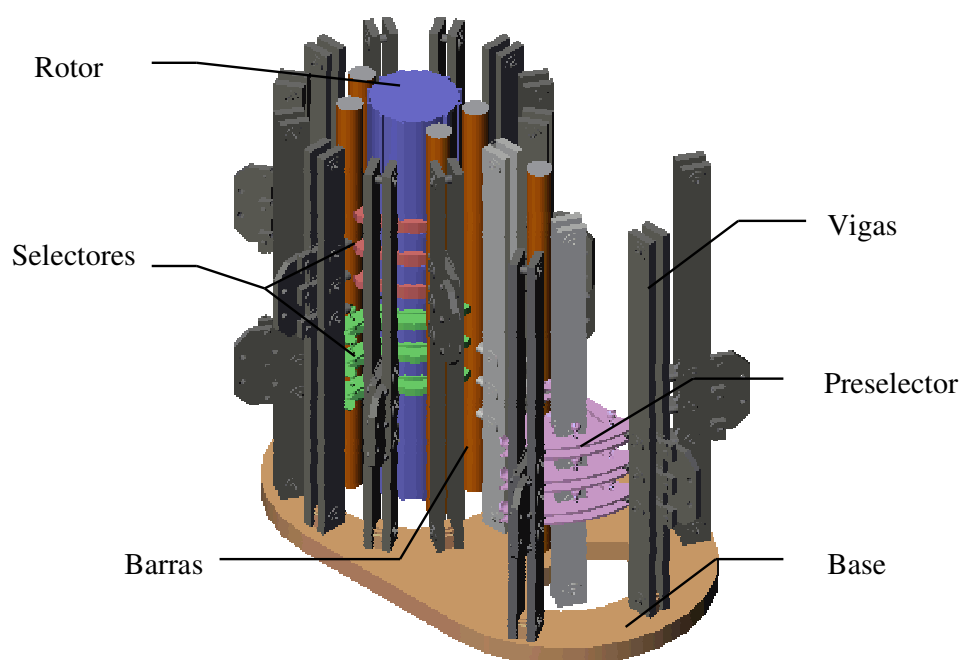


fig3.2 vista del conjunto final de ambos dispositivos de selección

Para la consecución final del conjunto se han utilizado las siguientes piezas:

Piezas	Unidades	Piezas	Unidades	Piezas	Unidades
Base inferior	1	Piezas macizas	42	Rotor	1
Base superior	1	Roscas	18	Barras	5
Remaches	75	Pasadores	18	Total piezas	480
Vigas	16	Resortes	18		
Contactos	42	Piezas base selector	6	Conjuntos	Unidades
Contactos frontales	3	Piezas base selector frontal	3	Viga posterior	14
Piezas de apriete 1	42	Aprisionadores	12	Viga frontal	1
Piezas de apriete 2	90	Elemento unión		Selector	6
Tornillos	42	Preselector	3	Preselector	3
Tuercas	42			Total conjuntos	24

Tabla 3.1 desglose de todas las piezas que aparecen en el conjunto de ambos dispositivos

En la figura 3.3 aparece la vista del dispositivo de selección y preselección en explosión en el que se han suprimido algunas piezas de la imagen para tratar de ver con más claridad los elementos del conjunto realizado.

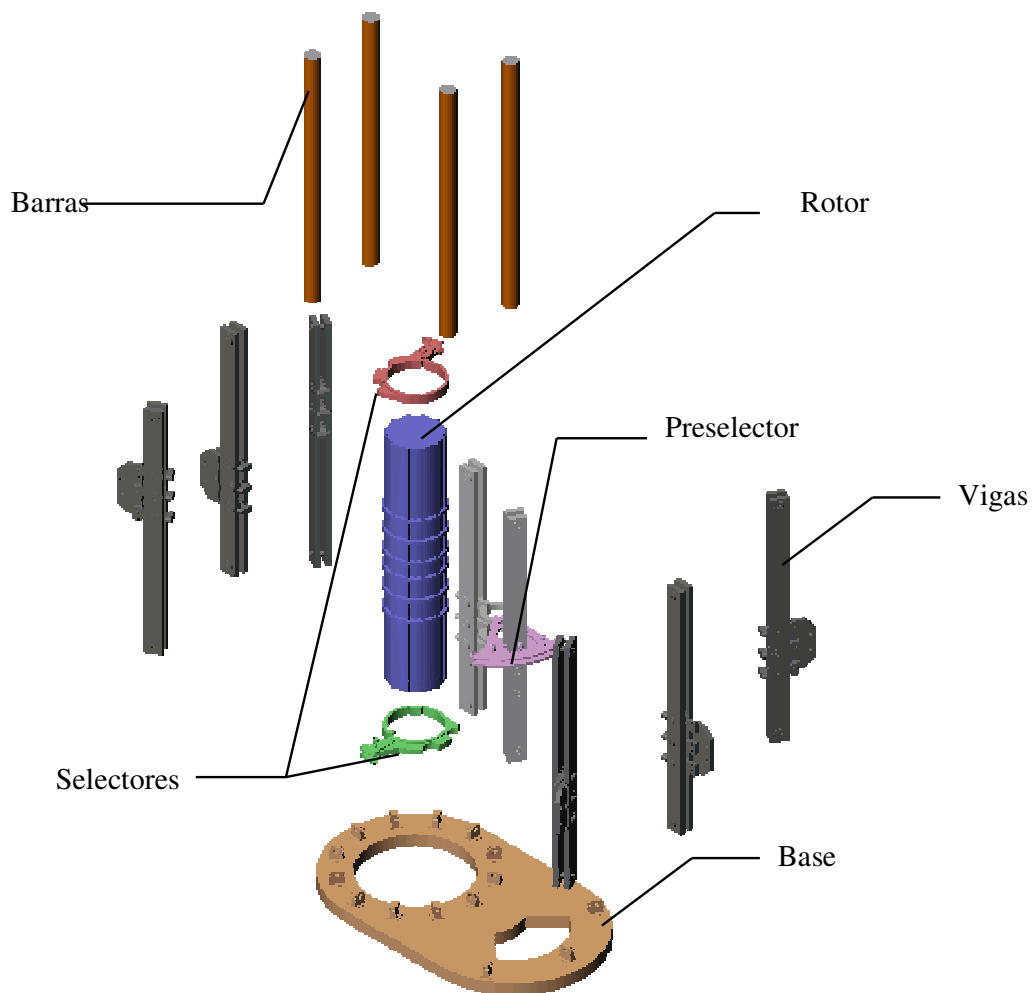


fig3.3 vista explosiva del conjunto

3.1 ESQUEMA DEL SELECTOR Y EL PRESELECTOR

Debido a las limitaciones de software y más especialmente de hardware disponible en la Universidad Carlos III de Madrid se ha obtenido un modelo simplificado que cumple y tiene la misma validez del modelo de detalle.

En la figura 3.4 se presenta el resultado de establecer las relaciones geométricas de posición necesarias entre las diferentes piezas de diseño realizado a partir del modelo de detalle.

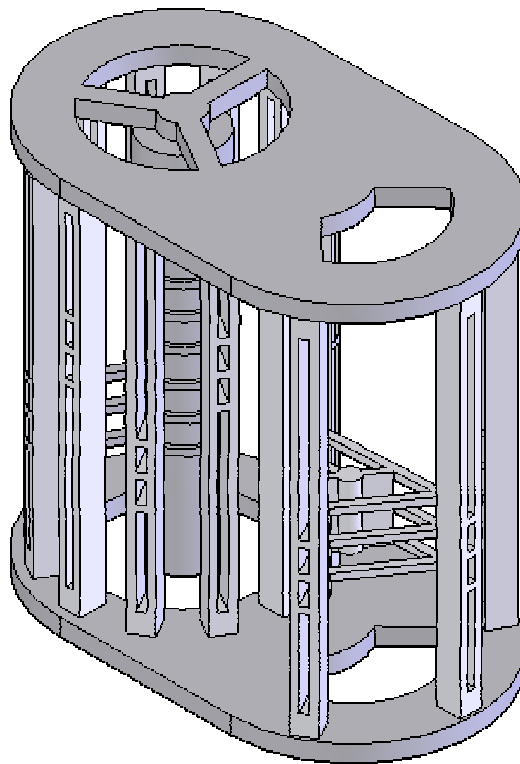


fig3.4 vista frontal del preselector y del selector

Como se puede comprobar, la estructura del conjunto apenas ha variado, manteniendo siempre la proporcionalidad entre sus diferentes elementos y respetando la funcionalidad de todas sus piezas.

Los elementos empleados en el diseño simplificado serán los siguientes:

Piezas	Unidades
Base inferior	1
Base superior	1
Preselector	1
Rotor	1
Viga	15
Viga frontal	1
Total piezas	20

Tabla 3.2 desglose de todas las piezas que aparecen en el conjunto esquemático

El resultado final sobre el que se trabajará y donde se realizarán las diferentes simulaciones es el conjunto que se muestra en las figuras 3.5 y 3.6, en la disposición final en la que quedará enmarcado el conjunto original.

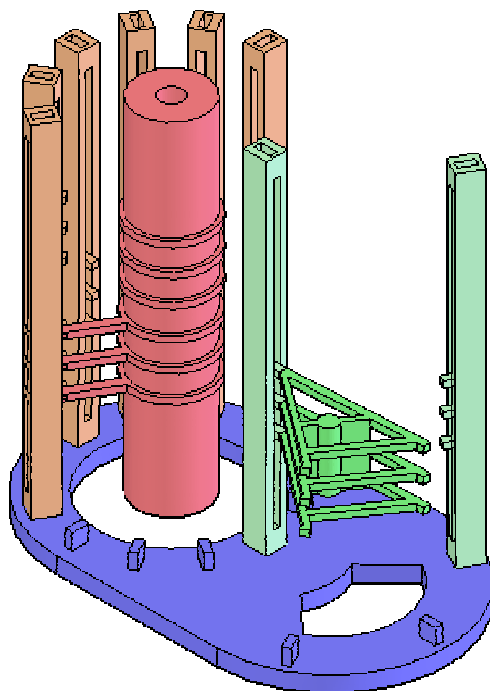


fig3.5 conjunto a nivel esquemático

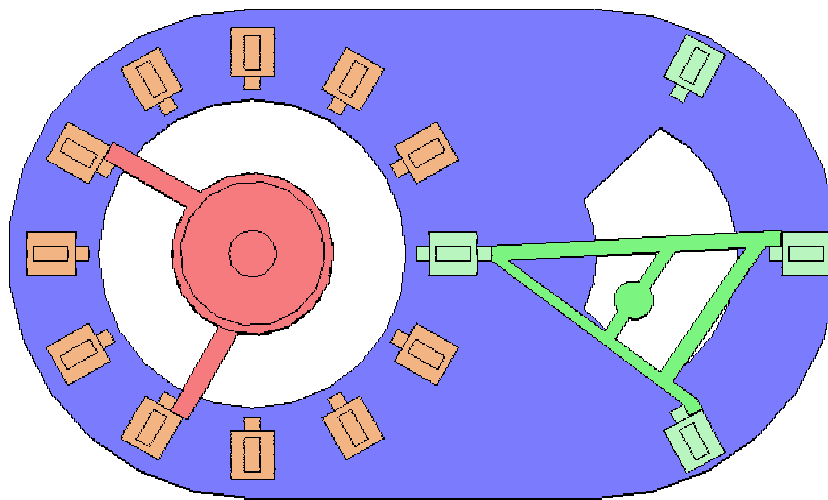


fig3.6 vistas de la disposición final en planta del conjunto a nivel esquemático

4. ANÁLISIS DE MODOS DE VIBRACIONES

El análisis modal es una técnica utilizada para determinar las características vibratorias de una estructura con comportamiento elástico y lineal, suministrando las frecuencias y formas naturales con las que vibra una estructura una vez que la sollicitación inicial ha desaparecido. Es el tipo de análisis dinámico más importante, y debe hacerse antes de cualquier otro análisis, pues las características vibratorias de una estructura determinan como responde ante las cargas dinámicas (fundamental para evitar la resonancia) [8].

La resonancia es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza periódica, cuyo periodo de vibración coincide con el periodo de vibración característico de dicho cuerpo. En estas circunstancias el cuerpo vibra, aumentando de forma progresiva la amplitud del movimiento tras cada una de las actuaciones sucesivas de la fuerza [9]. Este estado de vibración consiste en que para cualquier cuerpo sólido excitado próximo a su frecuencia natural propia se origina una onda vibratoria característica en la que se ve multiplicada la amplitud dinámica de la misma sin que por ello aumente necesariamente el valor de la fuerza externa que la está generando. Esta onda vibratoria de gran amplitud genera grandes tensiones dentro del material que podría llegar a colapsar.

Se pretende en el siguiente capítulo determinar cuales son los elementos de los mecanismos de selección y preselección más críticos para los diferentes modos de vibración del conjunto.

Se localizarán aquellas regiones donde el material sufre mayores tensiones al presentar diferentes frecuencias de resonancia en el selector y el preselector. La razón fundamental es que durante su vida útil de trabajo no sería extraño acercarse a frecuencias próximas, y por lo tanto fatales, a las frecuencias de resonancia.

4.1 ENSAYO

Se utilizará el diseño del modelo a nivel esquemático del selector y el preselector para hallar en él sus modos de vibración. Se acotará el número de modos de vibración a los 50 primeros modos ya que a partir de cierto número de ellos las frecuencias obtenidas son bastante altas y resulta más probable encontrar las más bajas en su vida útil de trabajo según se ha quedado demostrado en anteriores trabajos de análisis modal [10].

El programa de simulación *Algor* facilita la ayuda necesaria para cumplir con los objetivos expuestos. *Algor* realizará las simulaciones trabajando con elementos finitos, es decir, un software que crea una malla volumétrica basada en nodos puntuales que divide el material en mayor o menores parcelas de trabajo sobre las que realizará los cálculos de simulación.

Se creará dicha malla de trabajo para todo el volumen del conjunto. Una vez indicado el valor de tamaño de malla se resuelve el conjunto ofreciendo el siguiente resultado de la figura 4.1.

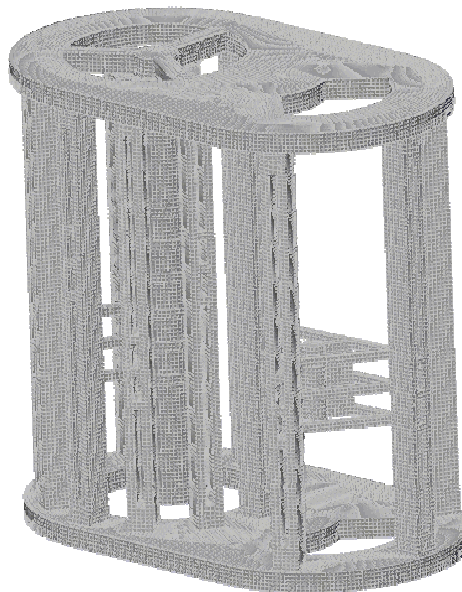


fig4.1 vista del conjunto mallado

Con el mallado del conjunto (selector y preselector), el siguiente paso es determinar las propiedades de los materiales de que están compuestos el selector y el preselector. Para ello, el mismo programa *Algor* posee una biblioteca con una gran variedad de materiales con sus propiedades mecánicas ya determinadas. En caso de que el programa no facilitase dentro de su biblioteca el tipo de material que se está buscando, éste ofrece la posibilidad de crear un nuevo material con las características exactas que se requieran para definir el mismo. En este caso no ha sido necesario diseñar ningún material adicional ya que el propio programa facilitaba los materiales reales para determinar el conjunto completo.

Se ha seleccionado para la base, el soporte superior, el rotor y el preselector el siguiente material que aparece en la tabla 4.1.

Steel (AISI) AS-rolled - Brick [MBL4]	
Modelo del material	Standard
Archivo fuente del material	Algor Material Library
Fecha de última actualización	2004/09/30-16:00:00
Descripción del material	None
Densidad de masa	0,0000000078547Ns2/mm/mm3
Módulo de elasticidad	204770 N/mm2
Coeficiente de Poisson	0,28
Módulo elástico a cortante	79979 N/mm2
Coeficiente de dilatación térmica	0,000011106 1/°C

Tabla4.1 propiedades del material acero

El acero seleccionado es un acero común en piezas que expuestas continuamente a solicitaciones de carga durante su vida de trabajo. Es por ello que, como se podrá comprobar más adelante, las piezas anteriormente seleccionadas tienen una función estructural objeto de notables solicitaciones mecánicas durante el transcurso de la operación de cambio de tomas.

Para el todas las demás piezas, es decir el resto de las 16 vigas, se necesita un material que por su particular disposición dentro del conjunto debe ser aislante eléctrico. Dicho requisito fue resuelto eligiendo el material plástico aislante de la tabla 4.2.

Steel (AISI) AS-rolled - Brick [MBL4]	
Modelo del material	Standard
Archivo fuente del material	Algor Material Library
Fecha de última actualización	2004/10/28-16:02:00
Descripción del material	None
Densidad de masa	0,0000000012 Ns ² /mm/mm ³
Módulo de elasticidad	2350 N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0,38
Módulo elástico a cortante	1175, N/mm ²
Coefficiente de dilatación térmica	0,000070 1/°C

Tabla4.2 propiedades del material plástico

Para ambos materiales se destacará además el punto a partir del cual el material comienza a plastificarse y abandona la zona elástica, ya que el criterio que se utiliza para determinar si un material ha colapsado o no es el criterio de plasticidad. Una vez conocido el módulo de elasticidad de ambos materiales se puede reflejar el siguiente resultado:

- El material acero 1050 As-rolled **colapsará** según el criterio de plasticidad cuando se supere la deformación $\epsilon = 2$ por mil, es decir:

$$\epsilon = \Delta L/L = 0.002$$

$$\sigma = E \times \epsilon$$

$$\sigma_{\max} = 204770 \text{ Mpa} \cdot 0.002 = 409.54 \text{ Mpa}$$

- De igual manera, el material plástico **colapsará** según el criterio de plasticidad cuando se supere la deformación $\epsilon = 2$ por mil, es decir:

$$\epsilon = \Delta L/L = 0.002$$

$$\sigma = E \times \epsilon$$

$$\sigma_{\max} = 2350 \text{ Mpa} \cdot 0.002 = 4700 \text{ Kpa}$$

Se observa como el acero posee un límite de elasticidad mayor que el elemento aislante, en este caso el plástico *Lexan 101*. Es por ello que el material pudiera sufrir colapso principalmente en estas zonas más débiles de la estructura si se le solicitase fuertemente a diferentes cargas.

Determinadas ya las propiedades de todos los materiales del selector y el preselector, se deberán establecer también las condiciones de contorno oportunas para que el conjunto quede definitivamente determinado. Para ello se bloquearán los 6 grados de libertad (desplazamientos en x, y, z y giros en x, y, z) tanto de la superficie inferior de la base sobre la que descansa el dispositivo como de la superficie superior del soporte que sostiene el conjunto.

Tras especificar todos los parámetros requeridos para determinar completamente el sistema mecánico el programa está dispuesto para obtener los 50 primeros modos de vibración.

4.2 RESULTADOS

Para expresar de manera más clara todos los resultados obtenidos en código *Algor*, se presenta la tabla 4.3 explicativa en la que aparecerán tanto los 50 primeros modos de vibración y sus frecuencias propias como los desplazamientos máximos característicos en cada uno de ellos respectivamente:

Modo	Frecuencia (Hz)	Desplazamiento máximo (mm)
1	45.5743	17.3649
2	58.6693	40.4805
3	58.6738	40.4837
4	58.6847	40.4837
5	58.7842	40.4835
6	58.7914	40.4748
7	58.8019	40.505
8	58.8188	40.4995

Tabla 4.3 Modos, frecuencias y desplazamientos máximos

Continuación de la tabla 4.3

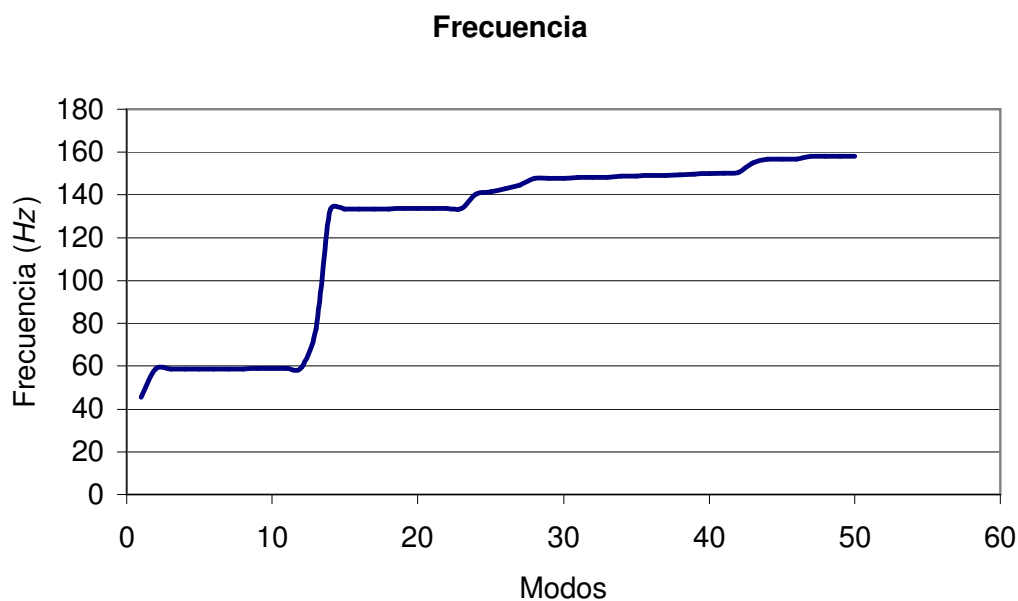
9	58.8386	40.466
10	58.8817	40.5349
11	58.8918	40.5367
12	59.5658	24.0306
13	77.5687	17.4868
14	133.471	42.0424
15	133.489	42.034
16	133.493	42.0326
17	133.499	42.0349
18	133.511	42.0347
19	133.528	42.0409
20	133.548	41.9831
21	133.55	41.4899
22	133.556	42.0398
23	133.56	42.0435
24	140.495	74.5688
25	141.458	72.8384
26	142.878	64.237
27	144.581	56.9656
28	147.607	68.4805
29	147.634	68.6733
30	147.647	68.7196
31	148.184	67.2713
32	148.309	72.2766
33	148.309	72.2681
34	148.771	65.3482
35	148.908	70.8038
36	149.156	70.534
37	149.186	70.5641
38	149.475	70.0857
39	149.57	70.5425
40	149.822	58.189
41	150.266	75.0193
42	150.627	72.596
43	154.977	54.7032
44	156.634	60.5274

45	156.667	60.8328
46	156.713	60.9041
47	158.037	63.3698
48	158.112	62.9051
49	158.12	65.7189
50	158.1256	62.2151

Tabla 4.3 Modos, frecuencias y desplazamientos máximos

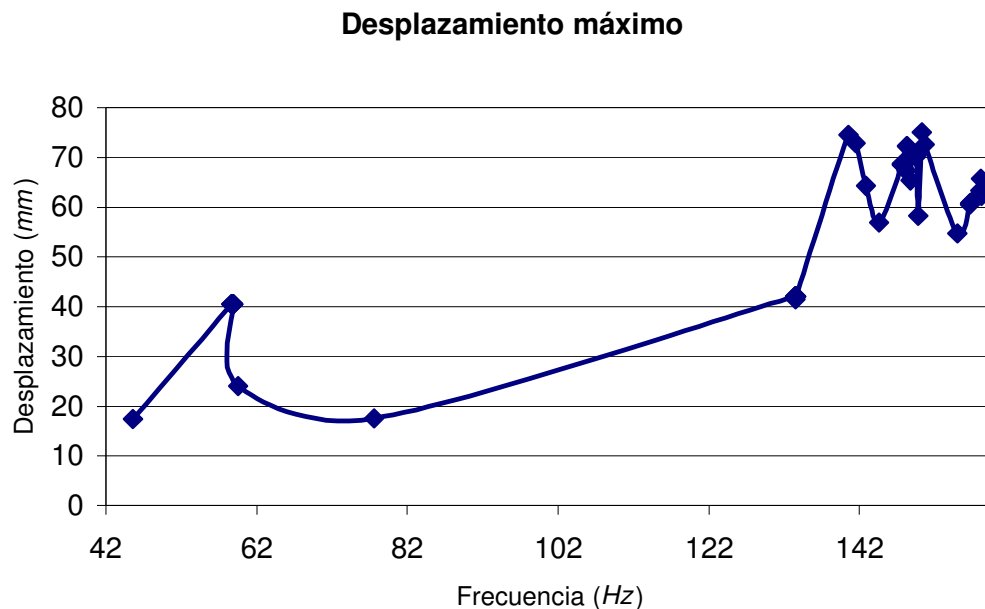
Se destacará en este apartado que en los 50 primeros modos de vibración del conjunto del selector y el preselector aparecen en su mayoría las máximas tensiones aproximadamente a la altura media de las *vigas* de la estructura, lo que no resulta casual ya que la disposición geométrica y constructiva de cada una de ellas las sitúa de tal manera que oponen la menor resistencia a cualquier vibración forzada dentro del conjunto.

Para ilustrar la información que se acaba de exponer se presentan dos gráficas 4.1 y 4.2 en las que se representan frecuencias frente a modos y desplazamientos frente a frecuencia.



Gráfica 4.1 frecuencia frente a modos

Gracias a esta primera gráfica se puede comprender cómo las frecuencias de resonancia crecen gradualmente desde las primeras frecuencias hasta aproximadamente el modo 14 y de igual manera desde este modo hasta el último modo calculado. Se observará como las frecuencias se agrupan en torno a ciertos valores de manera que no hay grandes saltos bruscos entre sus frecuencias de resonancia, lo que demuestra que es cierto que todas ellas puedan pertenecer a un único sistema. Como se podrá ver más adelante, se puede resolver el salto que aparece en la gráfica debido a que es precisamente en el modo 13 en el que aparece un incremento considerable del porcentaje de masa desplazado, siendo éste el segundo mayor porcentaje de masas desplazado de entre todos los modos.



Gráfica 4.2 desplazamientos frente a modos

En realidad los desplazamientos que ofrece *Algor* para cada modo de vibración son valores ponderados que tratan de medir el efecto que se sucede una vez se ha liberado la energía de la vibración para poder comparar el grado de deformación de la estructura en los diferentes casos estudiados.

Se presentan los resultados obtenidos del programa Algor referidos al desplazamiento físico de un porcentaje determinado de masa para cada modo.

Mode no.	Frequency (HZ)	Modal mass (%)			Cumulative mass (%)		
		X-dir.	Y-dir.	Z-dir.	X-dir.	Y-dir.	Z-dir.
1	4.557E+01	0.48	0.00	2.75	0.48	0.00	2.75
2	5.867E+01	0.00	0.00	0.44	0.48	0.00	3.19
3	5.867E+01	0.33	0.00	0.11	0.81	0.00	3.30
4	5.868E+01	0.11	0.00	0.33	0.92	0.00	3.63
5	5.878E+01	0.11	0.00	0.33	1.03	0.00	3.96
6	5.879E+01	0.33	0.00	0.11	1.36	0.00	4.07
7	5.880E+01	0.11	0.00	0.33	1.47	0.00	4.40
8	5.882E+01	0.44	0.00	0.00	1.91	0.00	4.40
9	5.884E+01	0.44	0.00	0.00	2.35	0.00	4.40
10	5.888E+01	0.33	0.00	0.11	2.68	0.00	4.51
11	5.889E+01	0.34	0.00	0.10	3.02	0.00	4.60
12	5.957E+01	0.46	0.00	1.00	3.48	0.00	5.61
13	7.757E+01	2.87	0.00	0.08	6.35	0.00	5.68
14	1.335E+02	0.43	0.00	0.00	6.78	0.00	5.68
15	1.335E+02	0.10	0.00	0.32	6.88	0.00	6.00
16	1.335E+02	0.09	0.00	0.33	6.97	0.00	6.33
17	1.335E+02	0.32	0.00	0.11	7.30	0.00	6.44
18	1.335E+02	0.11	0.00	0.32	7.41	0.00	6.76
19	1.335E+02	0.32	0.00	0.11	7.73	0.00	6.87
20	1.335E+02	0.10	0.00	0.28	7.83	0.00	7.15
21	1.336E+02	0.00	0.00	0.47	7.83	0.00	7.61
22	1.336E+02	0.33	0.00	0.11	8.16	0.00	7.73
23	1.336E+02	0.00	0.00	0.43	8.16	0.00	8.16
24	1.405E+02	0.56	0.00	0.34	8.71	0.00	8.50
25	1.415E+02	0.25	0.00	0.58	8.97	0.00	9.08
26	1.429E+02	0.00	0.00	0.00	8.97	0.00	9.08
27	1.446E+02	0.01	0.00	0.05	8.98	0.01	9.12
28	1.476E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.12
29	1.476E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.12
30	1.476E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.12
31	1.482E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
32	1.483E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
33	1.483E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
34	1.488E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
35	1.489E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
36	1.492E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
37	1.492E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
38	1.495E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
39	1.496E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
40	1.498E+02	0.00	0.00	0.00	8.98	0.01	9.13
41	1.503E+02	0.15	0.00	0.02	9.13	0.01	9.16
42	1.506E+02	0.03	0.00	0.07	9.17	0.01	9.23
43	1.550E+02	0.01	0.00	0.00	9.18	0.01	9.23
44	1.566E+02	0.00	0.00	0.00	9.18	0.01	9.23
45	1.567E+02	0.00	0.00	0.00	9.18	0.01	9.23
46	1.567E+02	0.00	0.00	0.00	9.18	0.01	9.23
47	1.580E+02	0.00	0.00	0.00	9.18	0.01	9.24
48	1.581E+02	0.00	0.00	0.00	9.18	0.01	9.24
49	1.581E+02	0.00	0.00	0.00	9.19	0.01	9.24
50	1.581E+02	0.00	0.00	0.00	9.19	0.01	9.24

Tabla 4.4 Porcentaje de masa desplazado

Se trata de averiguar, a través del conocimiento del desplazamiento de masa del conjunto para cada modo, cual es el grado de intensidad que ese modo ofrece al poder enfrentar dichos resultados de desplazamiento de masa con los de otro modo del mismo conjunto. En los casos en los que aparezca un porcentaje de masas igual a X-dir.= 0,00%, Y-dir. = 0,00%, Z-dir. = 0,00% se entenderá que en ese modo el porcentaje de masa que se desplaza en cualquiera de los 3 ejes es inferior al 0,01% y por ello no quedará reflejado en el informe.

En este análisis, se puede comprobar como el modo en el que mayor es el porcentaje de desplazamiento de masa es en el primer modo, siendo sus respectivos porcentajes los siguientes:

Modal mass (%) X-dir. Y-dir. Z-dir. Cumulative mass (%) X-dir. Y-dir. Z-dir.

0.48 0.00 2.75 0.48 0.00 2.75

Se advierte de igual manera que en el modo 13 se tiene un significativo porcentaje en el desplazamiento de masa comparado con el resto de porcentajes, siendo sus respectivos valores los siguientes:

Modal mass (%) X-dir. Y-dir. Z-dir. Cumulative mass (%) X-dir. Y-dir. Z-dir.

2.87 0.00 0.08 6.35 0.00 5.68

Cabe destacar que en el primer modo coincide precisamente la frecuencia más baja de resonancia del mecanismo de 45,57Hz de con el mayor porcentaje de masa desplazada, lo que ofrece una idea de la magnitud de la vibración, permitiéndonos con ello saber discriminar cual es el modo más crítico para nuestro sistema según este criterio. No obstante, se ha destacado también el modo trece que, aunque en este caso vibra con una frecuencia algo mayor de 77,57 Hz, alcanza un porcentaje de desplazamiento de masa próximo al del primer modo. En ambos casos se deberá evitar especialmente la aparición de vibraciones cercanas a las de resonancia para estos modos o bien dotando de sistemas de absorción de ondas no deseadas o bien mejorando el diseño del mecanismo.

4.3 ANÁLISIS MODAL

Se realizará el estudio del efecto directo que las diferentes frecuencias de resonancia puedan tener en el mecanismo. Es decir, se localizarán aquellos que de entre todos los modos que tengan una especial relevancia por su característico modo de vibración y que pudiera afectar de manera notable al buen funcionamiento del mecanismo. Se presenta por ello a continuación los modos que cumplen con un riesgo aceptable para el conjunto atendiendo a su particular forma de hacer vibrar el dispositivo de selección.

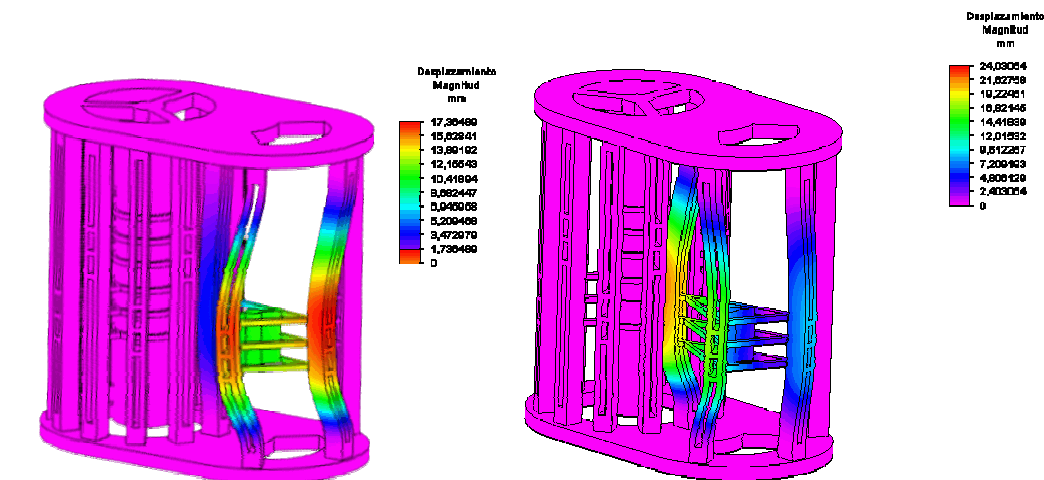


fig4.3.1 desplazamientos en el modo 1

fig4.3.2 desplazamientos en el modo 12

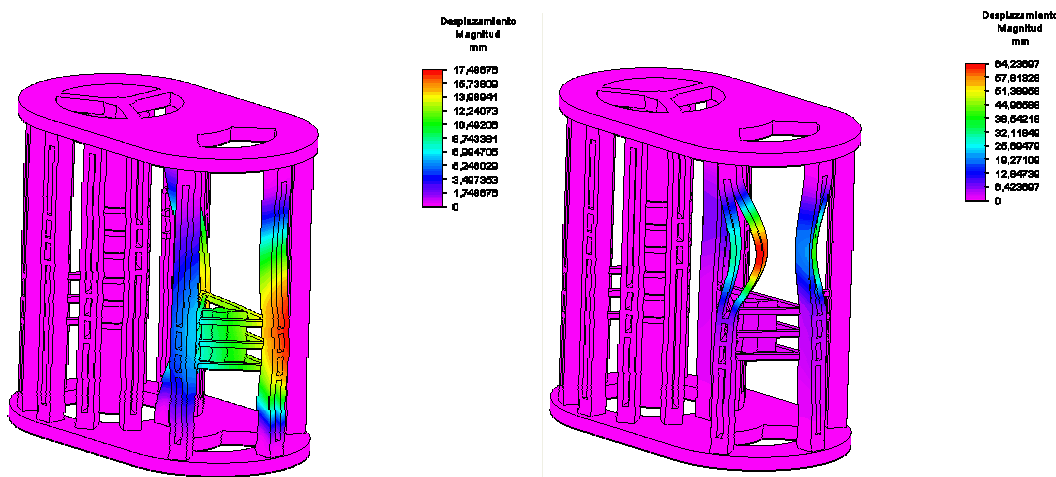


fig4.3.3 desplazamientos en el modo 13

fig4.3.4 desplazamientos en el modo 26

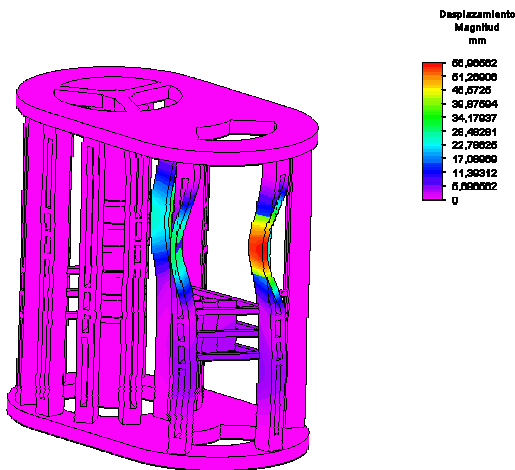


fig4.3.5 desplazamientos en el modo 27

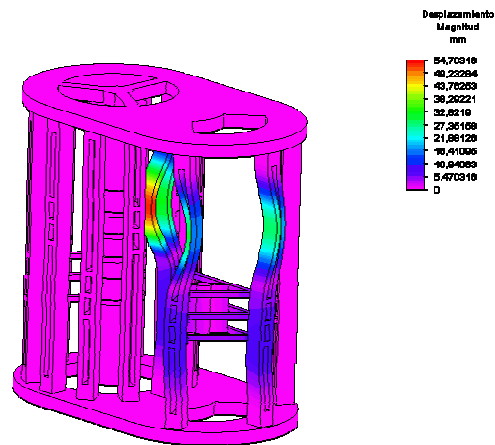


fig4.3.6 desplazamientos en el modo 31

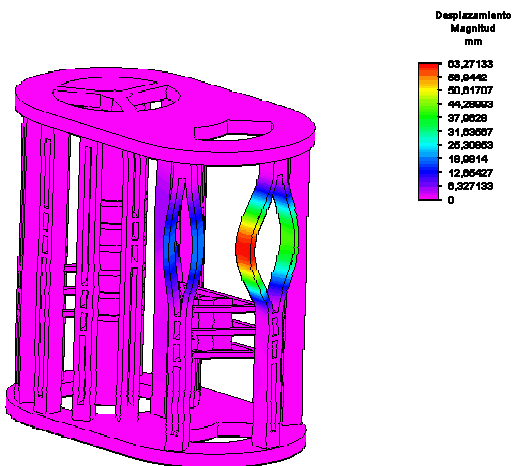


fig4.3.7 desplazamientos en el modo 40

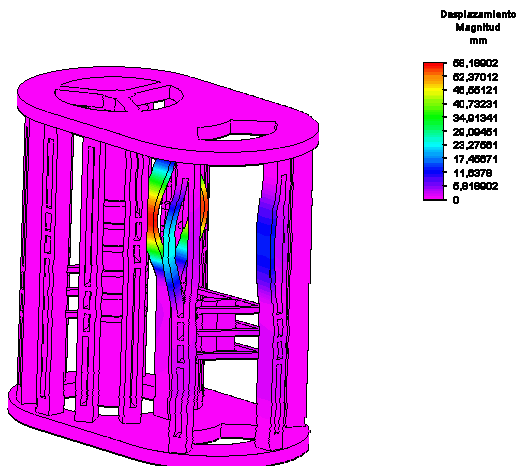


fig4.3.8 desplazamientos en el modo 43

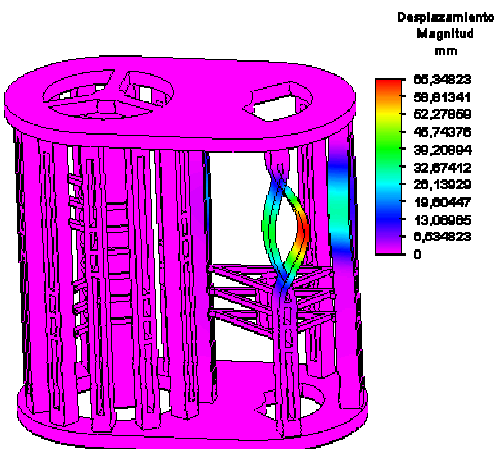


fig4.3.9 desplazamientos en el modo 34

En todos los anteriores modos de vibración, los correspondientes a los modos 1, 12, 13, 26, 27, 31, 34, 40 y 43, el hecho de que entrara en resonancia tendría consecuencias directas en el correcto funcionamiento del preselector, la primera de las dos partes móviles del dispositivo de selección. Especialmente se destacan los tres primeros modos, los correspondientes a los modos 1, 12 y 13, en los que se puede comprobar como los desplazamientos existentes en la estructura una vez que entrara en resonancia serían máximos a lo largo de todo el preselector. Los modos restantes, los correspondientes a los modos 26, 27, 31, 40 y 43, tendrían consecuencias indirectas debido a que la parte de la estructura en la que aparecen los máximos desplazamientos, una vez que ha entrado en resonancia el mecanismo, aparecerían en las vigas a las que está anclado el preselector.

Se estudiarán en particular los modos de vibración que afecten directamente al otro mecanismo que compone el dispositivo de selección, el conjunto del selector central y el rotor. Así pues, se presentan de igual manera que se ha hecho en el estudio anterior todos los modos de entre los 50 primeros en los que se vean afectados de una manera u otra los elementos antes mencionados.

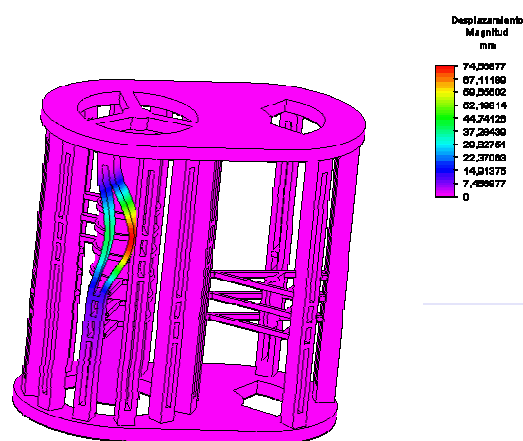


fig4.3.10 desplazamientos en el modo 24

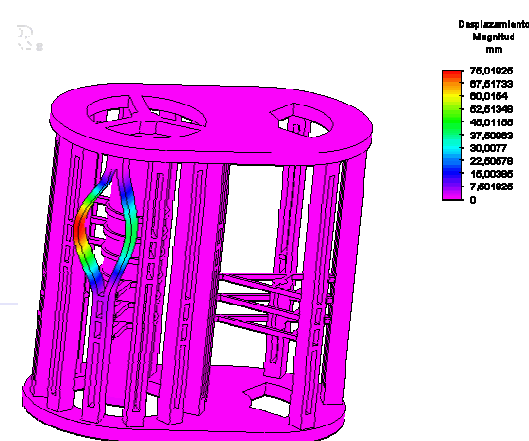


fig4.3.11 desplazamientos en el modo 41

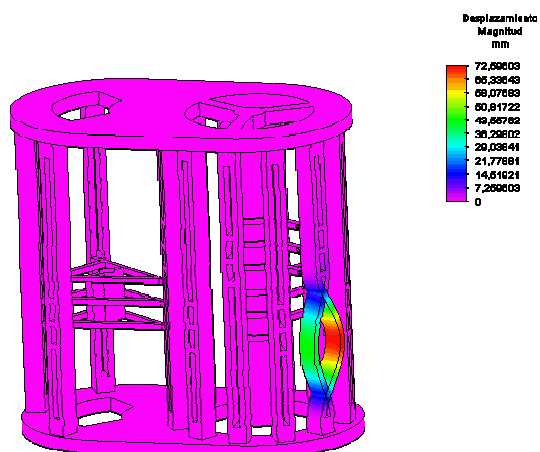


fig4.3.12 desplazamientos en el modo 42

En esta ocasión se encuentran hasta tres modos de vibración, los correspondientes a los modos 24, 41 y 42, que afectarían de un modo bastante directo a los elementos que entrarían en contacto cuando el selector central, movido por el rotor, seleccionase los contactos en cuestión.

Para el resto de los 39 modos, el modo de vibración típico se sucede con máximos en las diferentes vigas del conjunto, siendo un modo de vibración representativo el que a continuación se presenta en la figura 2.8 correspondiente al modo 3.

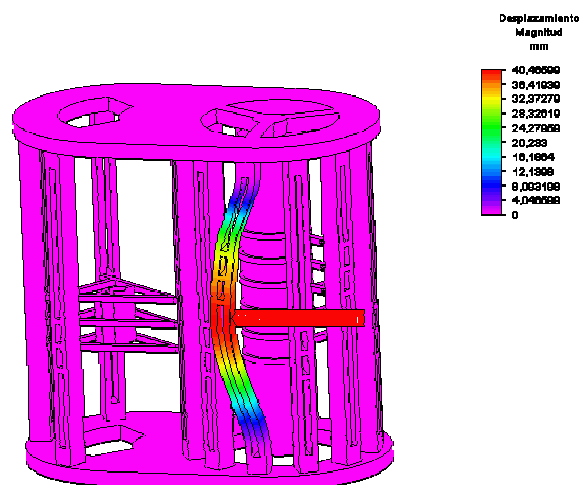


fig4.3.13 desplazamientos en el modo 3

Valga decir, una vez más, que este es el modo de vibración tipo que se repite en cada una de las vigas con ligeras variaciones con respecto al mismo y se ha preferido no mostrar el resto de los 37 modos restantes para tratar de realizar una explicación más clara a la vez que sencilla. Aparece representado en el marcador rojo a media altura del conjunto el nodo en el que aparece el máximo desplazamiento a esta frecuencia de vibración. En general, los máximos del resto de los demás modos aparecen, de igual manera, a esta altura de las vigas por la particular predisposición geométrica y estructural de las mismas.

Los análisis anteriores reflejan como efectivamente aparece cierto riesgo real si el sistema entrara en resonancia especialmente en el primer modo, ya que aunque los desplazamientos máximos en este caso sean algo menores que en general el resto de modos ($D_{max1} = 17.3649 \text{ mm} < D_{max} \text{ medio para el resto de los modos} = 51 \text{ mm}$), no es menos cierto que la frecuencia de resonancia es la más baja de todas ellas, $f_1 = 45.557 \text{ Hz}$, y con ello se aumenta la posibilidad de alcanzar la misma con mayor facilidad debido a la menor energía que se necesita para conseguir dicha vibración.

4.4 ANÁLISIS DE VIBRACIONES

Una vez determinadas las frecuencias a las que nuestro conjunto puede sufrir daños críticos estructurales que incapaciten al mismo para seguir ofreciendo el trabajo en las mismas condiciones para las que fue diseñado, se debe tratar de averiguar hasta que punto existe la posibilidad de que aparezcan dichas frecuencias en el selector y el preselector.

Las posibles fuentes de producción de frecuencias próximas a las frecuencias de resonancia antes calculadas son principalmente los siguientes sistemas mecánicos: el motor del intercambiador de carga y los movimientos del selector. Si bien es cierto que cualquier otra fuente externa de producción de vibraciones con frecuencias próximas a las de resonancia podría dañar la estructura, se centrará el estudio en las características de diseño propias del intercambiador de tomas en carga.

4.4.1 MOTOR

Para comprobar los efectos perjudiciales de las vibraciones transmitidas por el motor principal se debe observar su comportamiento mecánico. Se calcularán primeramente las frecuencias de trabajo a partir de los datos eléctricos según los cuales opera el motor principal. Como se conoce la frecuencia a la que está conectado a la red, $f = 50$ Hz, y sabiendo que es un motor tipo DE III, se conoce también el número de pares de polos, en este caso 3. Se resuelve la siguiente ecuación para determinar la velocidad de giro del motor:

$$n = \frac{60f}{p}$$

donde:

f: Frecuencia de la red a la que esta conectada la máquina (hercios)

p: Número de pares de polos que tiene la máquina (número adimensional)

n: Velocidad de sincronismo de la máquina (revoluciones por minuto)

Sustituyendo:

$$n = 1000 \text{ rpm}$$

Luego ya se conoce la frecuencia a la que gira el motor:

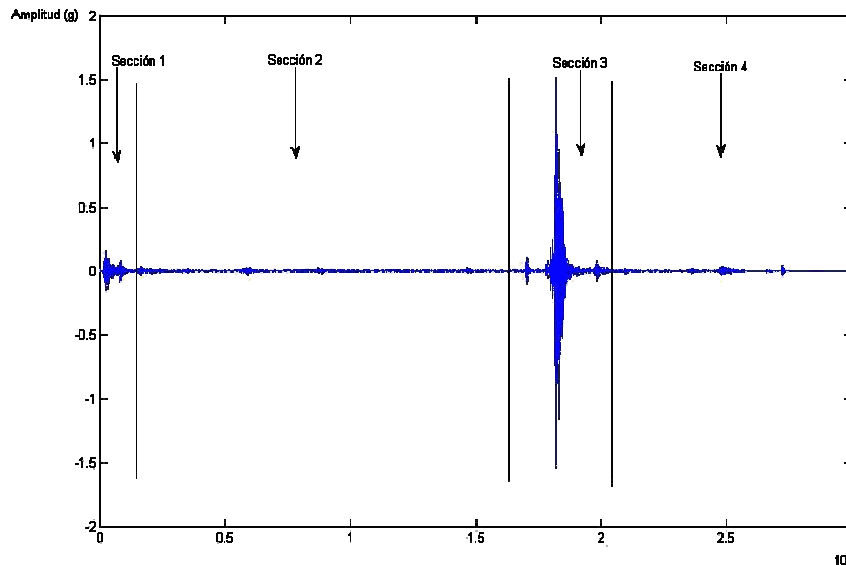
$$f = 16,67 \text{ Hz}$$

Sabiendo que los modos de vibración más cercanos corresponden al primero y el segundo modo de vibración, y que éstos tienen una frecuencia propia de vibración de $45,6 \text{ Hz}$ y $58,7 \text{ Hz}$ respectivamente, se puede afirmar que el motor durante su funcionamiento no representa ningún riesgo aparente para la integridad de la estructura ya que su frecuencia es en torno a un tercio de la frecuencia de resonancia del sistema más cercana. Para el resto de modos de vibración las frecuencias se alejan en mayor medida que cualquiera de las anteriores.

De esta manera queda comprobado que el funcionamiento normal del motor no debe causar daño estructural alguno en cuanto a transmisión de vibraciones con frecuencias próximas a las de resonancia.

4.4.2 MOVIMIENTOS DE CONMUTACIÓN

En segundo término, se observará aquella respuesta en forma de vibraciones que se produce cuando el cambiador de tomas en carga entra en funcionamiento. Para ello, se analizará la siguiente gráfica con la medición de la vibración que se produce en una conmutación cualquiera recogida con un acelerómetro en la carcasa del OLTC [1].

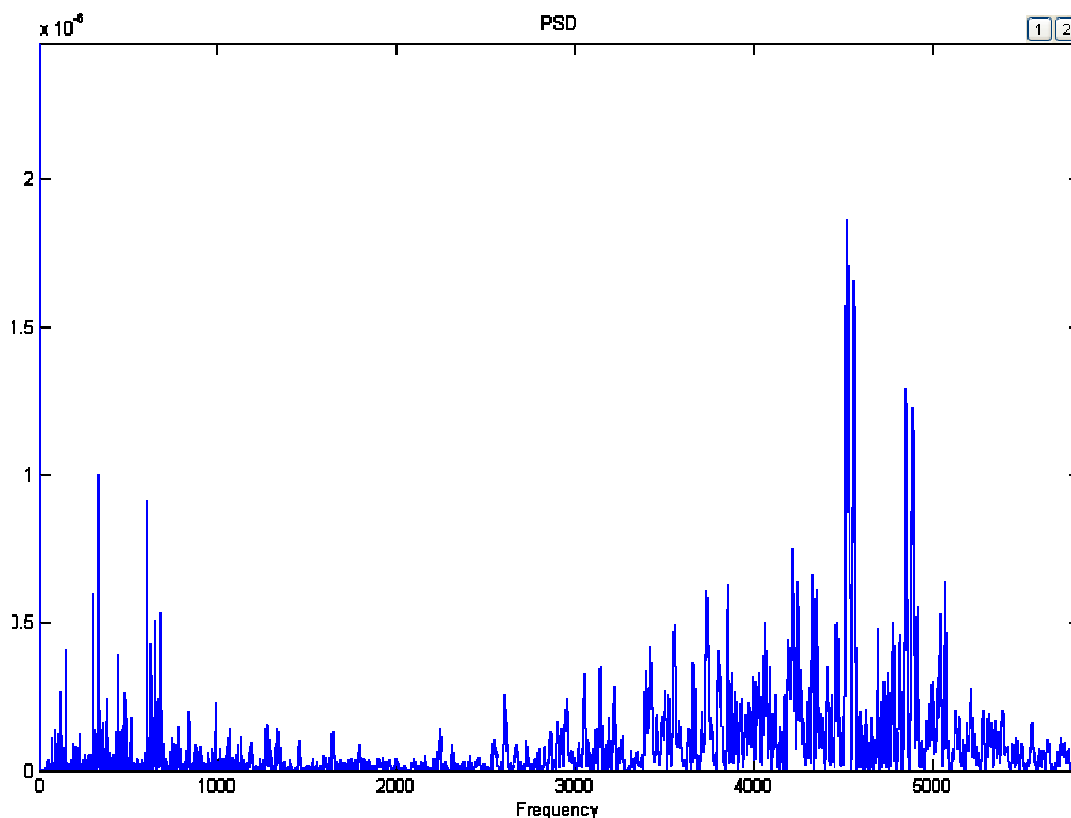


gráfica4.4.2.1 secuencia de operaciones en un proceso de cambio de tomas completo

En la gráfica 4.4.2 se observa como la sección 1 corresponde al momento en el que el motor arranca y engancha con el conmutador una vez recibida la orden. Seguidamente, en la sección 2, es el motor el que comienza a almacenar energía en el acumulador. A su vez, el selector y el preselector realizan el cambio de posición que sea oportuno, variando así el número de espiras que entrarán en servicio en el transformador. En la siguiente sección, la sección 3, el conmutador (*diverter switch*) conecta según la posición deseada, descargándose toda la energía acumulada en los resortes del acumulador realizando el cambio de tomas, sucediéndose así la transferencia de corriente en este periodo. La última sección corresponde al intervalo de tiempo en el que el motor se para una vez finalizada operación de cambio de tomas.

Con el software informático *Matlab*, se realizará un análisis de *Fourier* para determinar las frecuencias en las que se desarrolla el cambio de toma.

En primer lugar, se obtiene la transformada de Fourier para una operación completa de cambio de tomas, es decir, aquella que engloba todas las vibraciones que aparecen en las 4 secciones diferentes antes descritas.

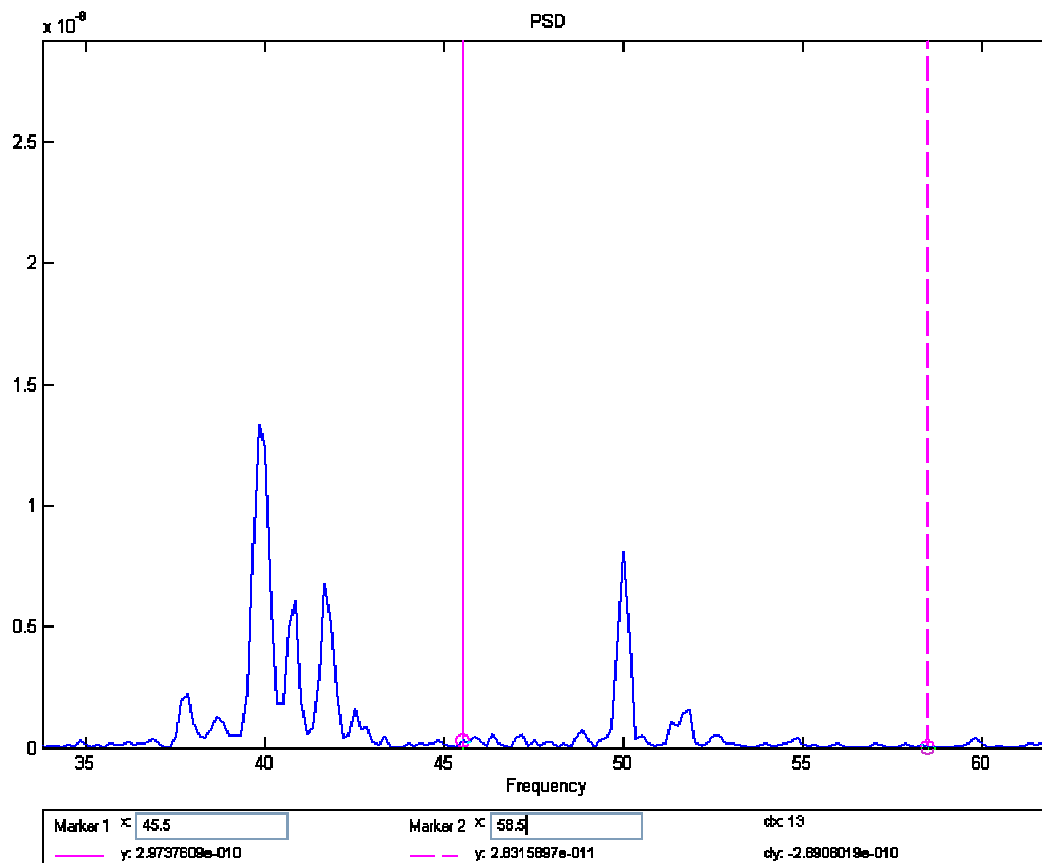


gráfica4.4.2.2 transformada de Fourier en un proceso de cambio de tomas completo

En el caso de que haya amplitudes significativas respecto al conjunto de todas ellas, éstas se localizarán en frecuencias relativamente altas en torno a los 4500 Hz . El entorno de estas frecuencias no es motivo de estudio en el presente proyecto ya que a estas frecuencias aparecen desplazamientos muy pequeños. No obstante, servirá para evaluar el impacto y la importancia de las frecuencias que aparezcan en el selector y el preselector determinando una proporción entre la amplitud de éstas últimas respecto de la máxima de toda la secuencia. Es decir, se obtendrá el porcentaje de la amplitud

correspondiente a cada aceleración que se desea estudiar respecto de la máxima que se supondrá del 100 %.

Se realizará el análisis en la sección 2 en la que el selector y el preselector entran en funcionamiento. A continuación se presenta la transformada de Fourier para el intervalo correspondiente a las frecuencias 35 a 60 Hz.

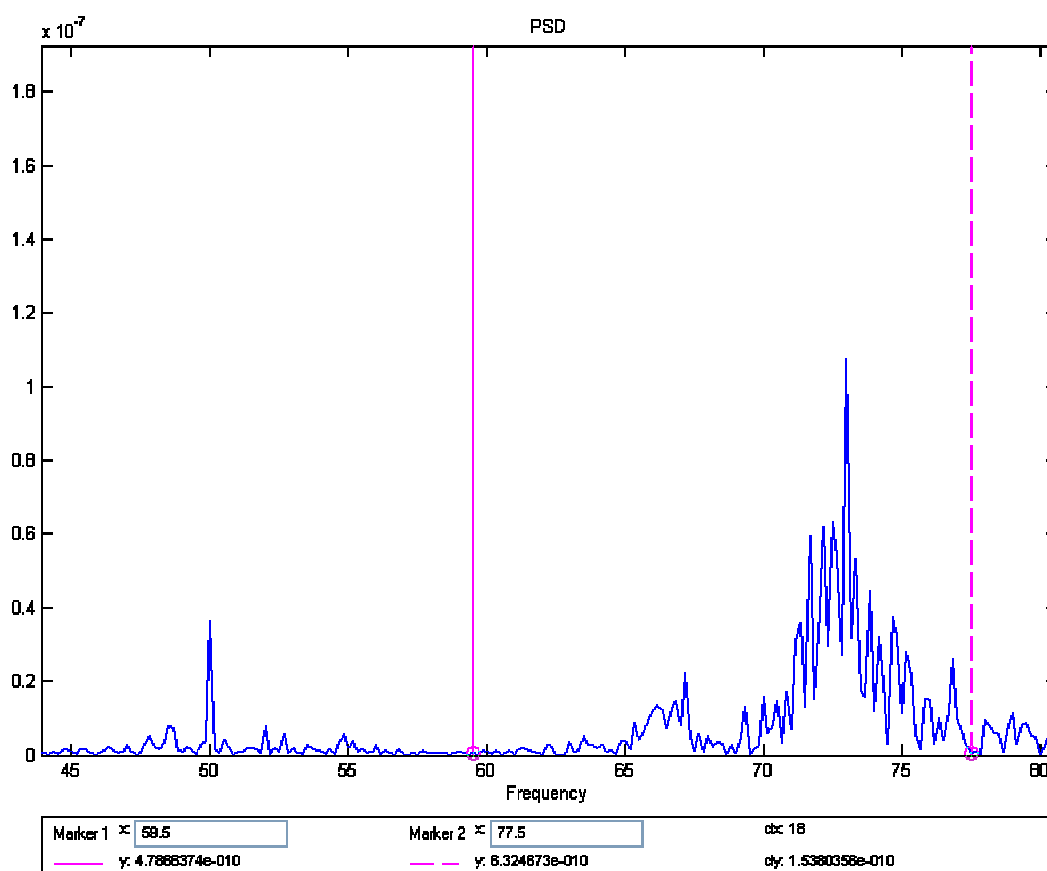


gráfica 4.4.2.3 transformada de Fourier en el proceso de selección de toma para el intervalo de frecuencias 35 – 60 Hz.

En la gráfica 4.4.2.3 se comprueba como para las frecuencias de resonancia del primer modo de vibración y el siguiente conjunto de valores de los 10 modos siguientes que se encuentran en $f_1 = 45.5743 \text{ Hz}$ y $f_2 = 58.5 \text{ Hz}$ respectivamente, las amplitudes son prácticamente nulas, lo que nos indica que no hay riesgo aparente de que se produzcan vibraciones que pudieran hacer entrar en resonancia el mecanismo. Éstas aparecen marcadas con los indicadores verticales de color rosáceo. Los dos picos de amplitud que

aparecen a unas frecuencias de $f_{\max_1} = 40 \text{ Hz}$ y $f_{\max_2} = 50 \text{ Hz}$ respectivamente, corresponden a un 0,7 % de la máxima amplitud para esta secuencia del dispositivo y un 1 % de la máxima amplitud para la secuencia total de cambio de toma. Es decir, aunque haya cierta proximidad con estos picos de amplitud, el impacto en la resonancia del mecanismo sería mínimo en caso de alcanzar estas frecuencias debido a la escasa energía en los que se suceden las vibraciones.

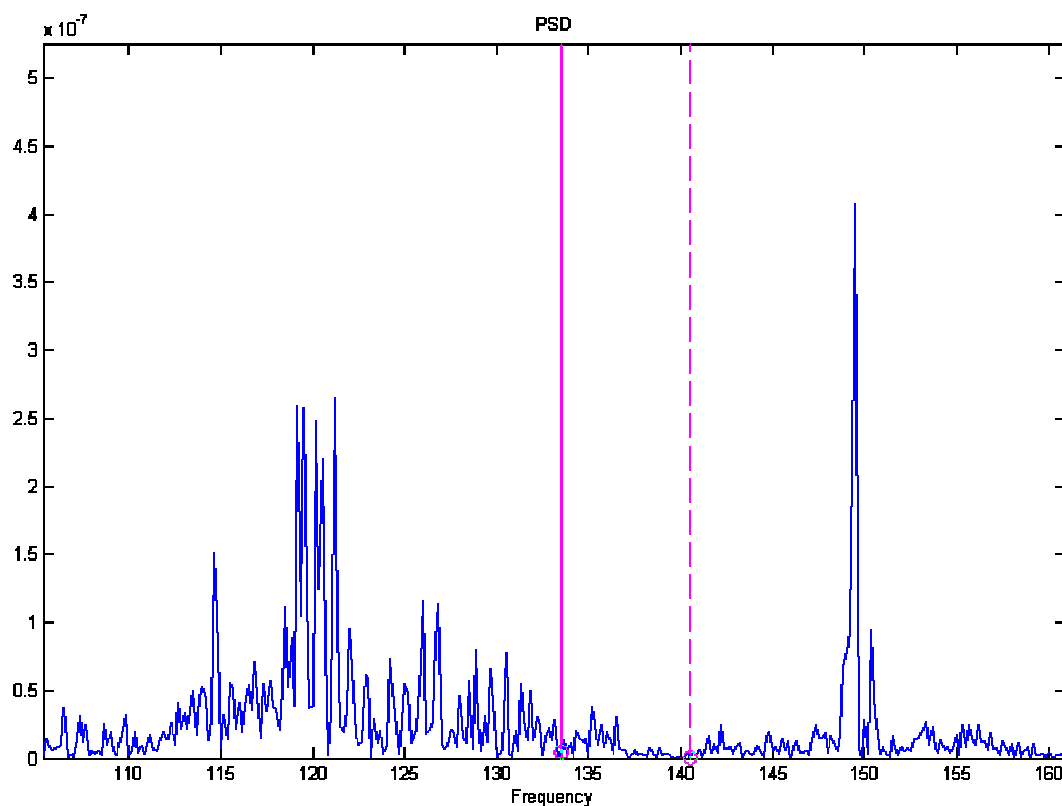
Se prestará especial atención también a las frecuencias que aparecen cercanas a los dos siguientes conjuntos de valores de modos de vibración, en este caso, se realizará el estudio para los modos 12 y 13 con frecuencias $f_3 = 59.5658 \text{ Hz}$ y $f_4 = 77.5687 \text{ Hz}$ respectivamente.



gráfica 4.4.2.4 transformada de Fourier en el proceso de selección de toma para el intervalo de frecuencias 45 – 80 Hz.

Se puede comprobar también en este caso como las amplitudes en las frecuencias concretas de resonancia que ahora se estudian son igualmente nulas, lo que asegura la integridad del mecanismo al evitar que este pudiera entrar en resonancia a ninguna de éstas dos frecuencias. Se observa como los picos de amplitud mayores que aparecen en frecuencias cercanas a los $f_{\max 3} = 73 \text{ Hz}$ tan sólo representa el 5,4 % de la máxima amplitud para esta secuencia del dispositivo y un 6 % de la máxima amplitud para la secuencia total de cambio de toma. Con lo cual, se vuelve a comprobar como el impacto de estas vibraciones sería mínimo por las razones antes ya comentadas.

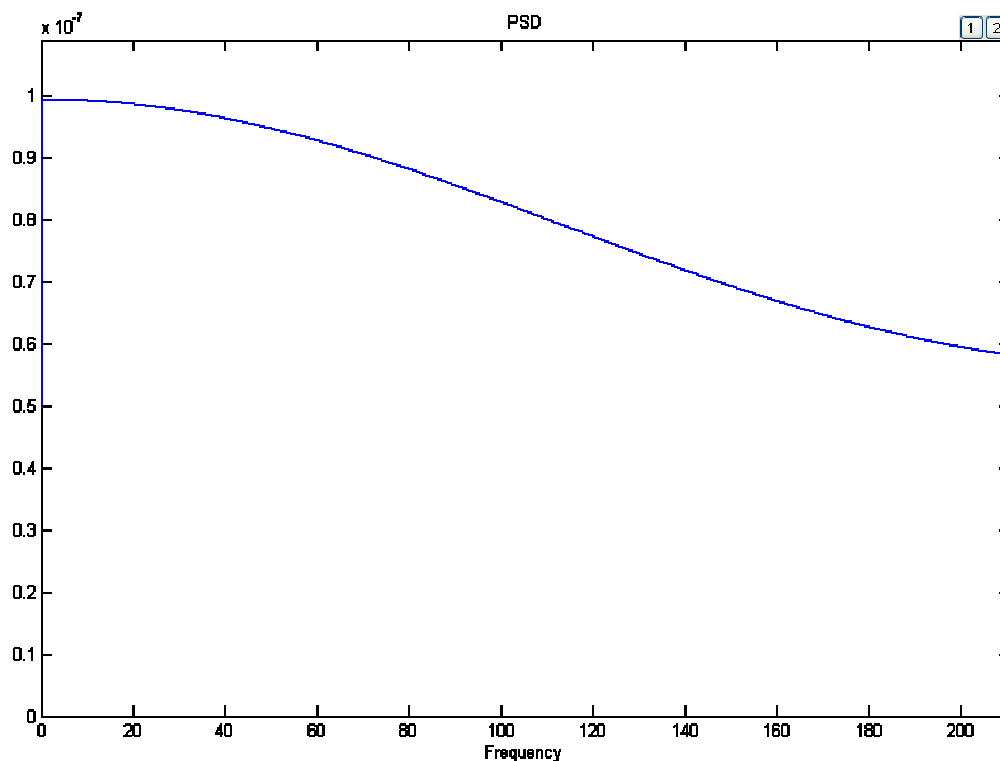
Por último, se estudiarán el impacto de las vibraciones debidas al proceso interno de cambio de tomas para las frecuencias que engloban los modos de vibración del modo 15 al modo 23 y lo siguientes modos representados con las frecuencias $f_4 = 133,5 \text{ Hz}$ y $f_5 = 140,5 \text{ Hz}$ respectivamente.



gráfica4.4.2.5 transformada de Fourier en el proceso de selección de toma para el intervalo de frecuencias 110 – 160 Hz.

Al igual que en los anteriores casos, las vibraciones que aparecen tienen en las frecuencias correspondientes a estos modos de vibración amplitudes nulas, con lo que decrece el riesgo de resonancia. De la misma manera que en los anteriores casos, al observar los picos de amplitud cercanos se comprueba como la para $f_{max4} = 120 \text{ Hz}$ se tiene una amplitud que tan sólo representa el 13,8 % de la máxima amplitud para esta secuencia del dispositivo y un 14,2 % de la máxima amplitud para la secuencia total de cambio de toma. Como ocurriese con los anteriores ensayos, el impacto de estas amplitudes cercanas en caso de aproximarse a las frecuencias de resonancia estudiadas en este apartado sería relativamente poco peligroso debido de nuevo a la escasa energía con la que se sucede la vibración.

Aunque este estudio no quedaría completo si no se observara la misma curva de manera mucho más suavizada obteniendo con ello un punto de vista mucho más general. Para ello, se basará el análisis en el siguiente gráfico en el que aparece la curva de Welch para la misma secuencia de ambos dispositivos de selección.



gráfica4.4.2.6 transformada de Welch en el proceso de selección de toma para el intervalo de frecuencias 0 – 200 Hz.

La curva de Welch ofrece una transformada para los datos de la gráfica 4.4.2 en la que se agrupan valores próximos de frecuencias y se integra el valor de sus amplitudes dando como resultado una gráfica con una curva más suave que ofrece una información general que no ofrecía la transformada de *Fourier*. Con ella se quiere señalar especialmente como es en las frecuencias más bajas donde se tienen valores más altos de amplitudes de vibración en un primer momento, aunque más adelante vuelva a crecer tras alcanzar un mínimo en torno a los 400 *Hz*. Esto señala la necesidad de atender especialmente a los efectos con frecuencias más bajas que poseen energías y desplazamientos mayores que a las frecuencias más altas.

6. ESTUDIO DE FATIGA

Una vez realizado el ensayo para cargas estáticas, se averigua en que medida una actuación cíclica de las mismas produce una fatiga en el material que limite su vida de trabajo.

6.1 FATIGA PARA EL DISPOSITIVO COMPLETO

Se analizará el conjunto completo de acuerdo con los datos que se obtuvieron en el ensayo de estática. El objetivo es resolver si el material soportará las cargas del mecanismo para vida infinita, es decir, sin que colapse por fatiga durante su vida útil de trabajo. Se determina la curva que defina el comportamiento del material para aquella sección que se considere con mayor riesgo. En este caso corresponde a la sección cuadrada del preselector en su parte anterior según se muestra en la figura 6.1.1.

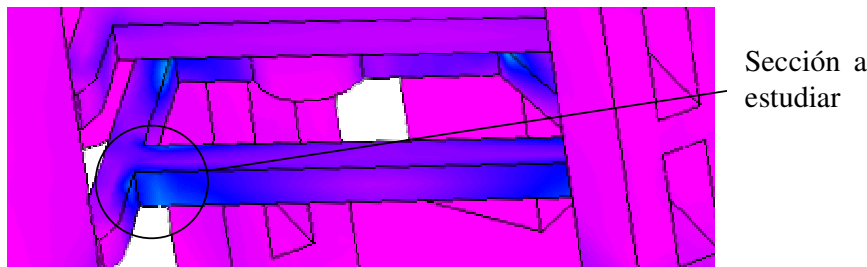


fig.6.1.1 sección a analizar en el estudio de fatiga

Se obtiene el límite de fatiga sin corregir para vida infinita del material acero en el que se ha diseñado. Para ello, se seleccionan los cálculos a realizar para hierros y aceros forjados.

Hierros y aceros forjados

Para $S_{ut} < 2350 \text{ Mpa}$ entonces, $S_{ut} = 409,54 \text{ Mpa}$

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut} = \mathbf{204,77 \text{ Mpa}} \quad (1)$$

donde:

S_{ut} es la resistencia última de tracción y

S_e' es el límite de fatiga sin corregir.

Para hallar el límite de fatiga corregido se calcula a través de los coeficientes que multiplican al límite de fatiga sin corregir para vida infinita en la ecuación de Marin que se muestra a continuación.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e' \quad (2)$$

Se calculan los diferentes factores que correspondan a la sección objeto de estudio.

Factor de acabado superficial (K_a)

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (3)$$

	Coeficiente a (Mpa)	Exponente b
Forjado	272	-0,995

Tabla 6.1.1 Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura

$$K_a = 0,684$$

Factor de tamaño (K_b)

Diámetro efectivo (Sección rectangular): Se han elegido los valores correspondientes a las medidas reales de la sección del preselector para la base y la altura.

$$h = 14 \text{ mm}$$

$$b = 16 \text{ mm}$$

$$d_e = 0,808 \cdot (h \cdot b)^{1/2} \quad (4)$$

$$d_e = 0,808 \cdot (14 \cdot 16)^{1/2} = 14,678 \text{ mm}^2$$

$$K_b (2,79 < d_e < 51) = (d_e / 7,62)^{-0,1133} \quad (5)$$

$$K_b = 0,928$$

Factor de confiabilidad (K_c)

Fiabilidad	Factor de fiabilidad
0,999	0,753

Tabla 6.1.2 Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura

$$K_c = 0,753$$

Factor de temperatura

$$T < 450^{\circ}\text{C}: \quad K_d = 1$$

$$K_d = 1$$

Factor de concentración de tensiones (K_e)

No se contemplan.

$$K_e = 1$$

Constante de factores diversos (K_f)

No se contemplan.

$$K_f = 1$$

Se resuelve la ecuación (2) de Marin.

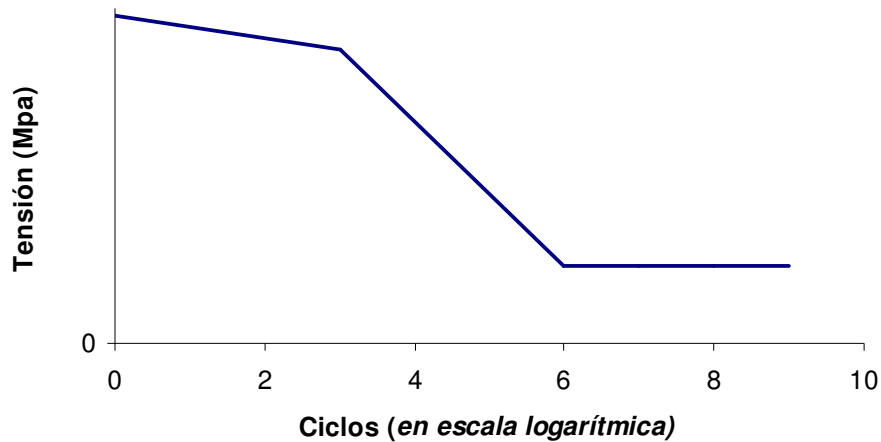
$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d : K_e \cdot K_f \cdot S_e'$$

$$S_e = 0,684 \cdot 0,949 \cdot 0,753 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 204,77 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 97,87 \text{ Mpa}$$

Con estos valores no queda sino dibujar la gráfica que explicará el comportamiento a fatiga de la sección.

Diagrama de Fatiga



gráfica6.1.1 tensión frente a ciclos

donde:

el primer punto para 0 ciclos tiene el valor de:

$$S_{ut} = 409,54 \text{ Mpa},$$

el segundo punto para 3000 ciclos tiene el valor de:

$$S_a = 0,9 \cdot (S_{ut} - \sigma_m) = 367,01 \text{ Mpa},$$

el tercer punto para 6000000 de ciclos tiene el valor de:

$$S_e = S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_m) / S_{ut} = 97,87 \text{ Mpa}.$$

Se calculan los valores de los esfuerzos de fatiga a introducir en la gráfica para conocer el comportamiento de la sección en condiciones de trabajo. Para ello, se calculan las tensiones alternante y media a través de las tensiones máximas y mínimas que aparecen en esta sección.

	Magnitud (N/mm^2)
σ_{\max}	0,862882
σ_{\min}	0

Tabla 6.1.3 Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura

donde:

el valor 0 N corresponde a la tensión nula que aparece en el material cuando se finaliza el cambio de toma en el preselector, entonces:

$$\sigma_{\text{alternante}} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \quad (6)$$

$$\sigma_{\text{alternante}} = 0,43 \text{ } N/mm^2$$

$$\sigma_{\text{media}} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 \quad (7)$$

$$\sigma_{\text{media}} = 0,43 \text{ } N/mm^2$$

Se elige un criterio para resolver el punto Sf. En este caso se ha tomado el criterio de Goodman de fallo por fatiga para tensiones fluctuantes ecuación (8).

$$n = 1 / (\sigma_{\text{alternante}} / Sf + \sigma_{\text{media}} / Sut) \quad (8)$$

donde:

n (factor de seguridad) = 1

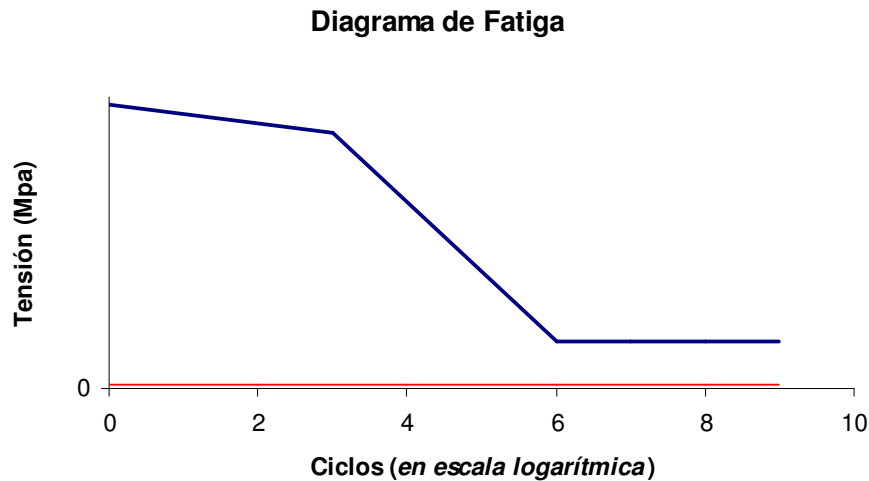
Sf (resistencia a la fatiga)

$$Sf = \sigma_{\text{alternante}} / (1 - \sigma_{\text{media}} / Sut) \quad (9)$$

$$Sf = 0,51 \text{ } Mpa$$

Según se observa en la siguiente gráfica se comprueba como el valor $Sf = 0,51 \text{ } Mpa$ queda por debajo del límite para vida infinita de $Se = 97,87 \text{ } Mpa$ y con ello la

seguridad de que el diseño está preparado para funcionar bajo estas condiciones de trabajo.



gráfica 6.1.2 tensión frente a ciclos

6.2 FATIGA PARA EL CONTACTO

Se realizará también un estudio de fatiga para el contacto en particular con base a los datos obtenidos en el ensayo para cargas estáticas del mismo en el capítulo anterior. Para determinar la sección más crítica se observará la distribución de tensiones en el contacto para cargas estáticas y se determinará con ella la parte de la pieza con mayor riesgo de fallo por fatiga. De esta manera se elige la sección en la que se une el saliente del contacto con el resto de la estructura, según se muestra en la siguiente figura 6.2.1.

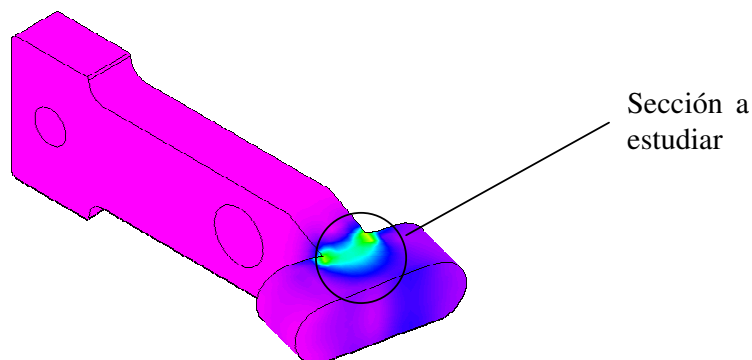


fig. 6.2.1 sección a analizar en el estudio de fatiga

Para determinar la curva que defina el comportamiento a fatiga para la sección elegida se calcula el límite de fatiga sin corregir para vida infinita según las propiedades del material con que está fabricado la pieza del estudio.

Hierros y aceros forjados

Para $S_{ut} < 2350 \text{ Mpa}$ entonces, $S_{ut} = 409,54 \text{ Mpa}$

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut} = \mathbf{204,77 \text{ Mpa}} \quad (1)$$

donde:

S_{ut} es la resistencia última de tracción y

S_e' es el límite de fatiga sin corregir.

Para hallar el límite de fatiga corregido se calcula a través de los coeficientes que multiplican al límite de fatiga sin corregir para vida infinita en la ecuación(2) de Marin.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d : K_e \cdot K_f \cdot S_e' \quad (2)$$

Se calculará por lo tanto cada coeficiente con los datos que según correspondan a la sección objeto de estudio.

Factor de acabado superficial (K_a)

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (3)$$

	Coeficiente a (Mpa)	Exponente b
Forjado	272	-0,995

Tabla 6.2.1 Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura

$$\mathbf{K_a = 0,684}$$

Factor de tamaño (Kb)

(4)

Diámetro efectivo (Sección rectangular):

$$h = 14 \text{ mm}$$

$$b = 12 \text{ mm}$$

$$d_e = 0,808 \cdot (h \cdot b)^{1/2} = 0,808 \cdot (14 \cdot 12)^{1/2}$$

$$d_e = 10.473 \text{ mm}^2$$

$$K_b (2,79 < d_e < 51) = (d_e / 7.62)^{-0,1133}$$

$$K_b = 0,965$$

Factor de confiabilidad (Kc)

Fiabilidad	Factor de fiabilidad
0,999	0,753

Tabla 6.2.2 Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura

$$K_c = 0,753$$

Factor de temperatura

$$T < 450^\circ\text{C}: \quad K_d = 1$$

$$K_d = 1$$

Factor de concentración de tensiones (Ke)

$$K_e = 1 / R_f \quad (5)$$

$$q = (R_f - 1) / (K_t - 1) \quad (6)$$

$$K_e = 1 / (q \cdot (K_t - 1) + 1) \quad (7)$$

Barra de sección rectangular en flexión con estrechamiento y entalles:

$$H = 25 \text{ mm}$$

$$h = 14 \text{ mm}$$

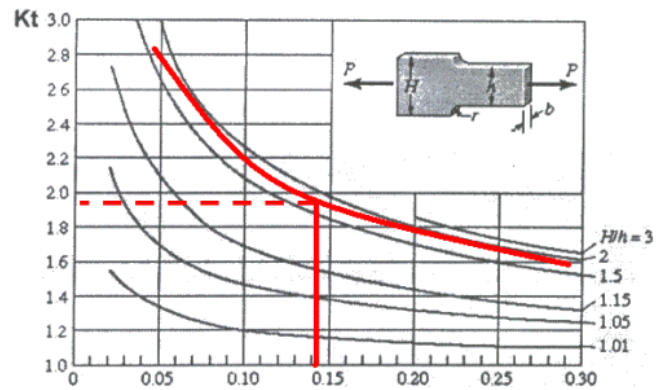
$$H / h = 1,786$$

$$r = 2 \text{ mm}$$

$$h = 14 \text{ mm}$$

$$r / h = 0,143$$

curva 6.2.1 obtención de K_t



$$K_t \approx 1,95$$

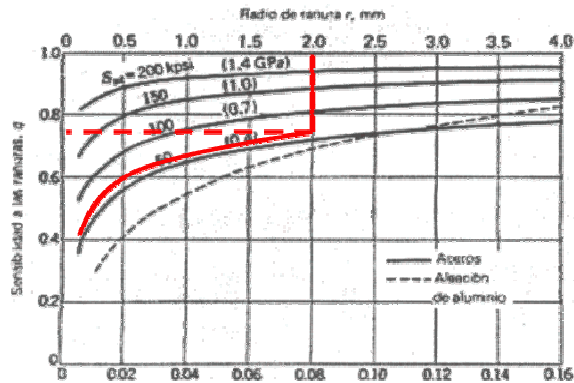
curva 6.2.2 obtención de q

Sensibilidad a las ranuras..

$$S_{ut} = 409,54 \text{ Mpa}$$

$$\text{Radio de la ranura} = 2 \text{ mm}$$

$$q = 0,73$$



$$K_e = 0,590$$

Constante de factores diversos

No se contemplan.

$$K_f = 1$$

Se resuelve la ecuación (2) de Marin.

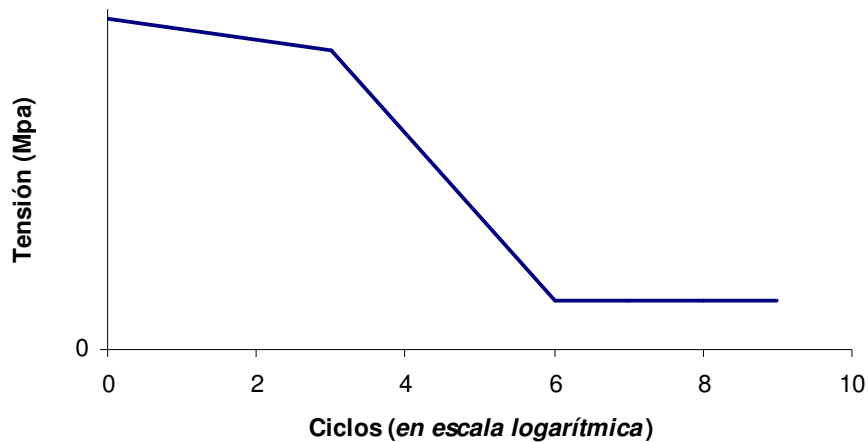
$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d : K_e \cdot K_f \cdot S_e' \quad (1)$$

$$S_e = 0,684 \cdot 0,965 \cdot 0,753 \cdot 1 \cdot 0,590 \cdot 1 \cdot 204,77 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 59,42 \text{ Mpa}$$

Una vez determinado este coeficiente se realizará la gráfica necesaria para observar el comportamiento de la pieza a fatiga.

Diagrama de Fatiga



gráfica6.2.1 tensión frente a ciclos

donde:

el primer punto para 0 ciclos tiene el valor de:

$$S_{ut} = 409,54 \text{ Mpa},$$

el segundo punto para 3000 ciclos tiene el valor de:

$$S_a = 0,9 \cdot (S_{ut} - \sigma_m) = 368,16 \text{ Mpa},$$

el tercer punto para 6000000 de ciclos tiene el valor de:

$$S_e = S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_m) / S_{ut} = 59,35 \text{ Mpa}.$$

Se calculan los valores de los esfuerzos de fatiga que se deberán introducir en la gráfica para conocer el comportamiento de la sección en condiciones de trabajo. Para ello, se calcularán las tensiones alternante y media a través de las tensiones máximas y mínimas que aparecen en esta sección.

	Magnitud (N/mm^2)
σ_{\max}	0,946844
σ_{\min}	0

Tabla 6.2.3 Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura

donde el valor 0 N corresponde a la tensión nula que del material cuando se finaliza el cambio de toma en el preselector, entonces:

$$\sigma_{\text{alternante}} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \quad \sigma_{\text{alternante}} = 0,473 \text{ N/mm}^2 \quad (8)$$

$$\sigma_{\text{media}} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 \quad \sigma_{\text{media}} = 0,473 \text{ N/mm}^2 \quad (9)$$

Se elige un criterio para resolver el punto Sf. En este caso se ha tomado el criterio de Goodman de fallo por fatiga para tensiones fluctuantes ecuación (10).

$$n = 1 / (\sigma_{\text{alternante}} / S_f + \sigma_{\text{media}} / S_{ut}) \quad (10)$$

donde:

n (factor de seguridad) = 1

Sf (resistencia a la fatiga)

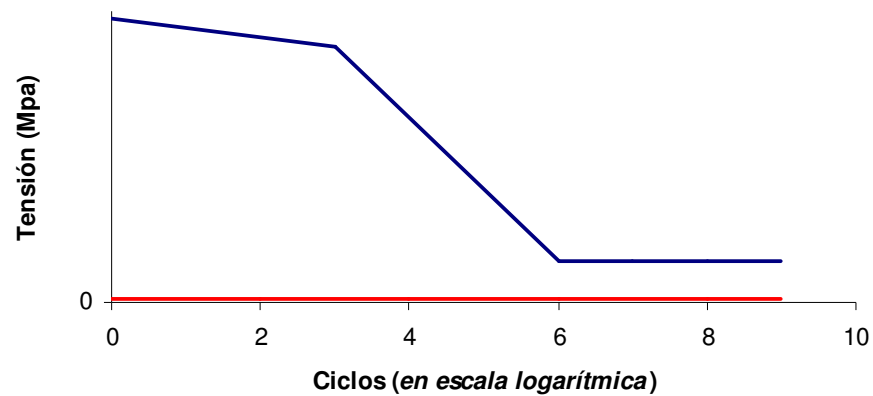
$$S_f = \sigma_{\text{alternante}} / (1 - \sigma_{\text{media}} / S_{ut})$$

$$\mathbf{S_f = 0,474 \text{ Mpa}}$$

Sobre la base de los resultados obtenidos y según se observa en la siguiente gráfica se comprueba como el valor $S_f = 0,474 \text{ Mpa}$ correspondiente a la sección crítica

de la pieza queda por debajo del límite para vida infinita de $S_e = 59,35 \text{ Mpa}$ y con ello la seguridad de que el diseño está preparado para funcionar bajo estas condiciones de trabajo.

Diagrama de Fatiga



gráfica6.2.2 tensión frente a ciclos

7. ENSAYO DINÁMICO

El ensayo dinámico consistirá en observar el comportamiento de la estructura del dispositivo de selección y preselección ante la aparición de las fuerzas que se generan durante una operación de cambio de tomas. La particularidad del presente estudio será dotar a las cargas actuantes de una función sinusoidal que definirá la fluctuación entre máximos y mínimos de carga en un tiempo característico propio del cambio de tomas.

El objeto del estudio es crear una base del conocimiento del comportamiento de ambos dispositivos de selección ante cargas variables durante una operación de cambio de tomas. El estudio estático del capítulo 5 resolvía el comportamiento de la estructura del conjunto bajo cargas estáticas pero no resuelve el comportamiento de la misma bajo condiciones dinámicas reales. El estudio de fatiga del capítulo 6 no explica con detalle el comportamiento dinámico de la estructura de ambos dispositivos de selección sino que ofrece información sobre la vida útil de trabajo bajo un determinado número de ciclos de carga. Es en el estudio dinámico donde se pretende observar el comportamiento de los diferentes elementos de ambos dispositivos bajo cargas dinámicas que tratan de recrear el proceso real de cambio de tomas en movimiento.

En el ensayo dinámico las cargas aplicadas fluctúan entre un máximo y un mínimo según una función que define el comportamiento de las fuerzas en los puntos de aplicación. Esta función es la que trata de simular el proceso real de cambio de toma.

7.1 ESTUDIOS PREVIOS

Para simular un cambio real de tomas se han de identificar tres elementos que definan el problema: el punto de aplicación de las fuerzas, un tiempo característico de aplicación y su intensidad. Para resolver la primera condición se recurre al análisis funcional del mecanismo, observando que los puntos en los que se suceden las posibles fuerzas no son otros que los propios contactos del dispositivo de selección. Resultan hasta 12 puntos diferentes de contacto correspondientes a los 12 contactos que entrarían en funcionamiento en un cambio de selección como ocurre con en el ensayo estático.

Para obtener el tiempo característico primero se debe identificar la función que se adapta mejor al suceso de cambio de tomas. En este caso se ha elegido una función sinusoidal (1) que aparece a continuación:

$$f = \text{sen} (v \cdot 2 \cdot \pi \cdot t) \cdot F \quad (1)$$

donde:

f es el valor de la carga en cada instante,

F es el valor de la carga,

v es la frecuencia característica del proceso de selección de tomas y

t es el tiempo.

Para definir la frecuencia con la que actuarían las fuerzas en la simulación, se extraerá del análisis una operación completa en el cambiador de tomas en carga los tiempos de cada uno de los procesos que se suceden en el OLTC. Se ha de trabajar sobre la base del gráfico 7.1.1 en el que se pueden observar los tiempos de las operaciones descritas en el apartado de movimientos de conmutación del capítulo 4 de análisis modal.

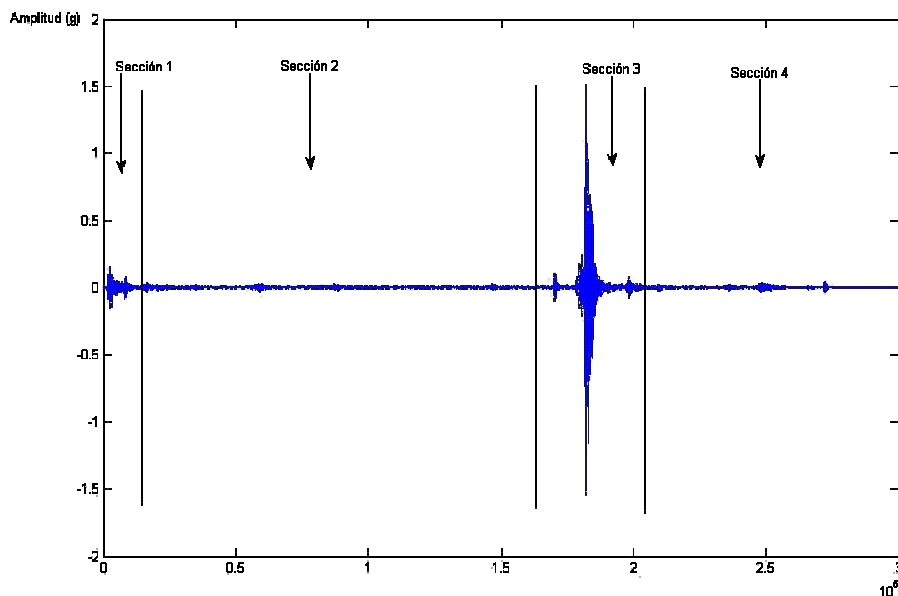


fig7.1.1secuencia de operaciones en un proceso de cambio de tomas completo

La estrategia a seguir para obtener un tiempo característico que defina la fluctuación de la carga será suponer que la operación de cambio de toma correspondiente a la sección 2 de la figura 7.1.1 es instantánea, es decir, las fuerzas actúan en todos los puntos de aplicación en ese preciso momento sin que se prolongue durante la operación de trabajo debido a que así sucede en el proceso real de selección, donde la mayor parte del tiempo se invierte en mover el selector en vacío hasta la siguiente toma. El tiempo mínimo que transcurre hasta el próximo cambio de toma será el intervalo de tiempos correspondientes a las secciones 1, 3 y 4. Conocido el tiempo mínimo entre cambio de toma y considerando la suposición de la sección 2 como instantánea, entonces definir este tiempo como característico implica considerar definitivamente que la carga crece hasta el máximo positivo durante este la mitad del periodo y decrece hasta el máximo negativo al terminar el mismo. Esto se explica en la figura 7.1.2.

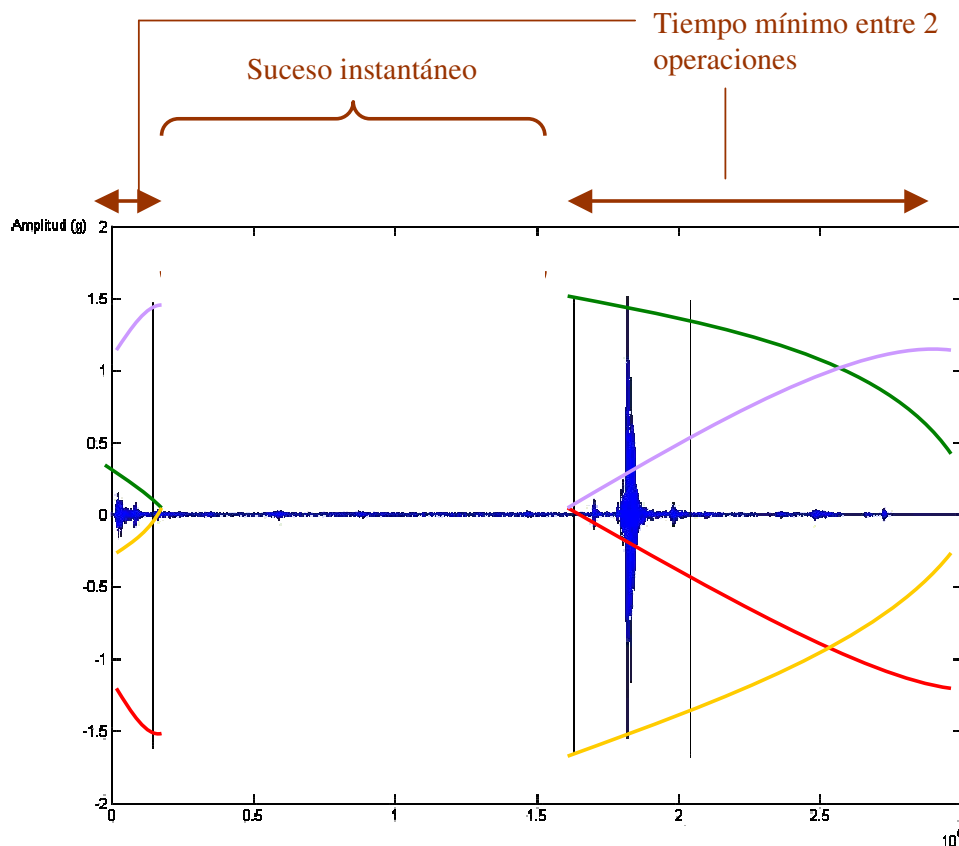


fig7.1.2secuencia de operaciones en un proceso de cambio de tomas completo

En la figura 7.1.2 aparece la secuencia de fluctuación de la carga en cada punto de aplicación según la definición de la ecuación (1) que definía el comportamiento de la carga. La curva coloreada verde comienza en el máximo de carga al principio de la sección 3. Esta decrece a lo largo del tiempo hasta hacerse 0 al final de la sección 1, completándose el periodo mínimo de cambio de toma y correspondiéndose con el estado de cargas nulas cuando el contacto está en vacío. La curva coloreada en rojo comienza ahora donde terminaba la curva en verde decreciendo el valor de la carga hasta hacerse máxima negativa o en sentido contrario al final de la sección 1. La curva coloreada en naranja empieza a crecer desde el principio de la sección 3 hasta hacerse nuevamente 0. Por último la curva coloreada en violeta representa el crecimiento de la carga hasta nuevamente el máximo desde el que se comenzó el periodo.

Se ha representado aquella secuencia que se considera más representativa en el proceso de cambio de toma, de manera que aparece una fuerza máxima positiva debido a la actuación del selector central que ha crecido con el seno desde cero, cuando los contactos no trabajan, durante un cuarto del periodo calculado en (3). La siguiente secuencia representa la reacción que se sucede en los puntos de aplicación de las cargas de manera que la carga decrece con el seno hasta el máximo negativo pasando por el valor de carga cero durante la mitad del periodo calculado en (3). Por último, crece la carga de nuevo con el seno hasta el valor de carga cero, cuando los contactos han dejado de trabajar, completándose así un ciclo completo de trabajo en el cambio de toma para ambos dispositivos de selección.

Entonces, trabajando con el gráfico 7.1.1 y sabiendo que en el eje de abscisas se representa el número de datos y que la frecuencia de muestreo es de 50000 datos recogidos por segundo, se calculará en base a esto los tiempos de cada operación. Si los datos recogidos en la sección 2 son los correspondientes al proceso de cambio de los dispositivos de selección y éste proceso comienza a los 20000 datos y finaliza a los 160000 datos entonces:

$$t = \frac{(160000 - 20000) \text{ datos}}{50000 \text{ datos / segundo}} \quad (2)$$

donde:

t es el tiempo en que trabajan los dispositivos de selección en una operación de cambio de tomas en un OLTC.

$$t = 2,8 \text{ segundos}$$

Se sabe que el tiempo que consume el proceso total de una operación completa en el cambiador de carga viene dado por la siguiente expresión:

$$t' = \frac{300000}{50000} \quad \begin{matrix} \text{datos} \\ \text{datos / segundo} \end{matrix} \quad (3)$$

donde:

t' es el tiempo total de selección de una operación de cambio de tomas en el OLTC.

$$t' = 6 \text{ segundos}$$

Luego, conocido el tiempo que se emplea en realizar una operación de cambio de toma y el tiempo que tardaría como mínimo en volver a realizarse otra operación del mismo tipo, quedará determinada el periodo y la frecuencia teórica característicos para el posterior análisis de la siguiente manera:

$$T = t' - t \quad (3)$$

donde:

T es el periodo característico,

t es el tiempo en que trabajan los dispositivos de selección y

t' es el tiempo total de selección de una operación de cambio de tomas

$$T = 6 - 2,8 = 3,2 \text{ segundos}$$

$$v = \frac{1}{T} \quad \begin{matrix} \text{operaciones} \\ \text{segundos} \end{matrix} \quad (4)$$

donde:

v es la frecuencia característica y

T es el periodo característico.

$$v = \frac{1}{3,2} \quad \begin{array}{l} \text{operaciones} \\ \text{segundos} \end{array}$$

$$f = 0,3125 \text{ Hz}$$

Por último, se determinará las fuerzas que se suceden en los contactos con ayuda tanto de la comprensión del sistema mecánico particular de éstos como de cálculo matemático correspondiente. Para ello se observará la disposición estructural de los elementos que entran en contacto en un cambio de posición resuelto ya en el apartado 5.1 de estudios previos correspondiente al capítulo 5 de análisis estático. Según estos cálculos el valor máximo de la carga en cada punto de aplicación correspondiente a un contacto tiene un valor de 45 *Newton*. La disposición de las mismas dentro de la estructura corresponderá a la dirección perpendicular a cada uno de los 12 contactos del conjunto diseñado a nivel esquemático de la misma manera que está dispuesto en la figura 7.1.1.

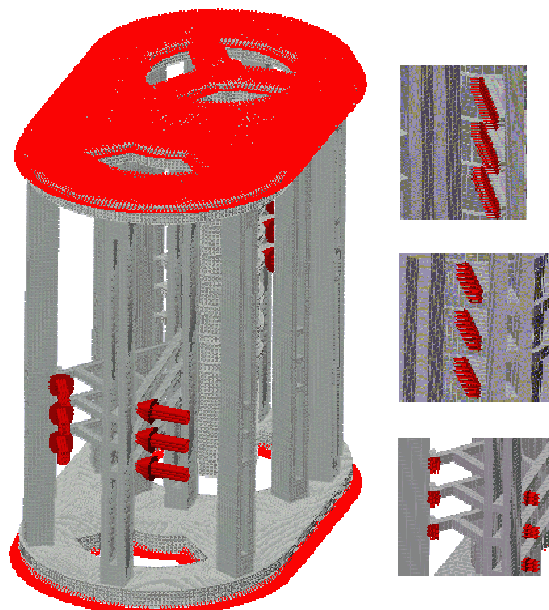


fig7.1.1 vista de la disposición de las fuerzas según la dirección de las flechas en rojo y restricción de los todos los grados de libertad en las superficies superior e inferior

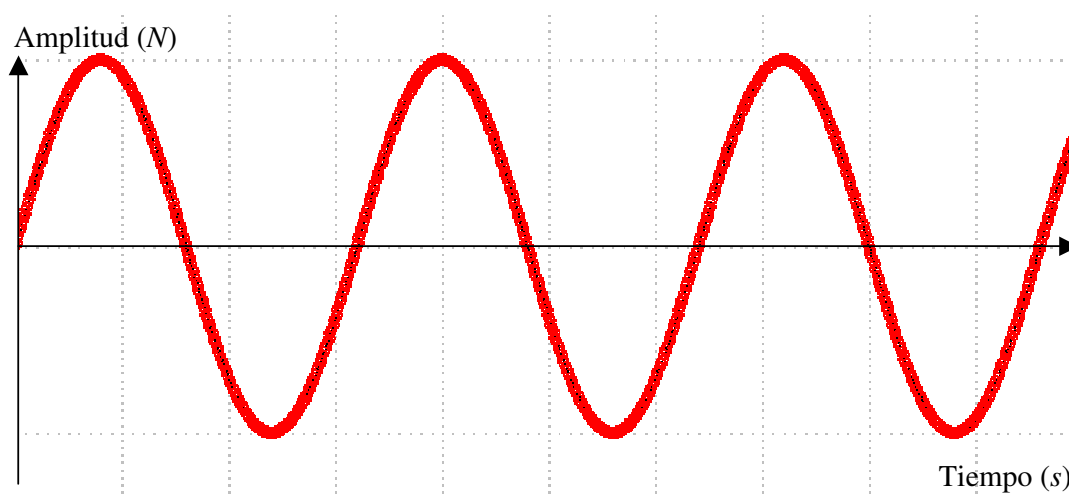
Se deben seleccionar las diferentes condiciones de contorno específicas para esta simulación, que en este caso coinciden con la ya observadas en los anteriores ensayos. Es decir, se fijará la superficie inferior de la base y la superficie superior del soporte restringiéndolas en ambos casos los seis grados de libertad (desplazamientos en la dirección x, y, z y giros en las direcciones x, y, z) según se ha representado en la figura 7.1.1 con los marcadores rojos repartidos en ambas superficies.

7.2 RESULTADOS

Ya se tienen todos los datos necesarios para comenzar el ensayo con cargas fluctuantes. Para introducir todos los valores y condiciones calculadas se debe rellenar la tabla 7.2.1 en la que aparecen los datos referentes a la curva de carga que queda definida en la gráfica 7.2.2.

	Resultado
Comienzo	0(s)
Final	10(s)
Intervalos	0,01(s)
Función de carga	$\text{Sen}(0,3215 \cdot 2 \cdot \pi \cdot t)$

Tabla 7.2.1 Opciones para la simulación de la curva de carga



gráfica7.2.1 curva de carga

Una vez determinados los valores y corrido la simulación del ensayo el propio programa *Algor* realizó una parada del mismo cuando se habían completado 0,651 *segundos* de los 10 *segundos* que en principio se habían preparado para la simulación. La razón para que se hubieran preparado 10 *segundos* de trabajo era que en este intervalo de tiempo se habrían completado hasta 3 periodos de la curva de carga que habrían permitido observar un comportamiento más amplio y suficiente frente a las sollicitaciones especificadas. El programa realizó la parada cuando había guardado en disco 80,5 *giga bites* de información. Este ensayo es el que más recursos de hardware requiere para realizar el análisis y se ha encontrado con las limitaciones que presentaban el material disponible para realizar el proyecto en la Universidad Carlos III de Madrid. Sin embargo se ha podido definir un comportamiento particular en aquellos nodos en los que se deseaba conocer la respuesta de la estructura debido a que prácticamente se ha alcanzado un cuarto de periodo ($T/4 = 0,8$ *segundos*) y el resto de la simulación resulta ser para el intervalo $T/4 - T/2$ simétrico respecto a la ordenada y para el intervalo $T/2 - T$ simétrico respecto al eje de abscisas. Haciendo esta suposición se ha podido definir la respuesta general de la estructura para sollicitaciones con cargas fluctuantes de los los dispositivos de selección y preselección.

7.2.1 PRESLECTOR

En el análisis se han localizado aquellas partes de la estructura que están más sollicitadas. En primer lugar se realizará el análisis sobre la zona de mayor exigencia del preselector para el contacto derecho inferior de la figura 7.2.1.

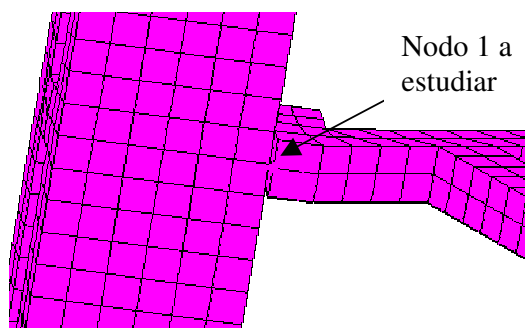
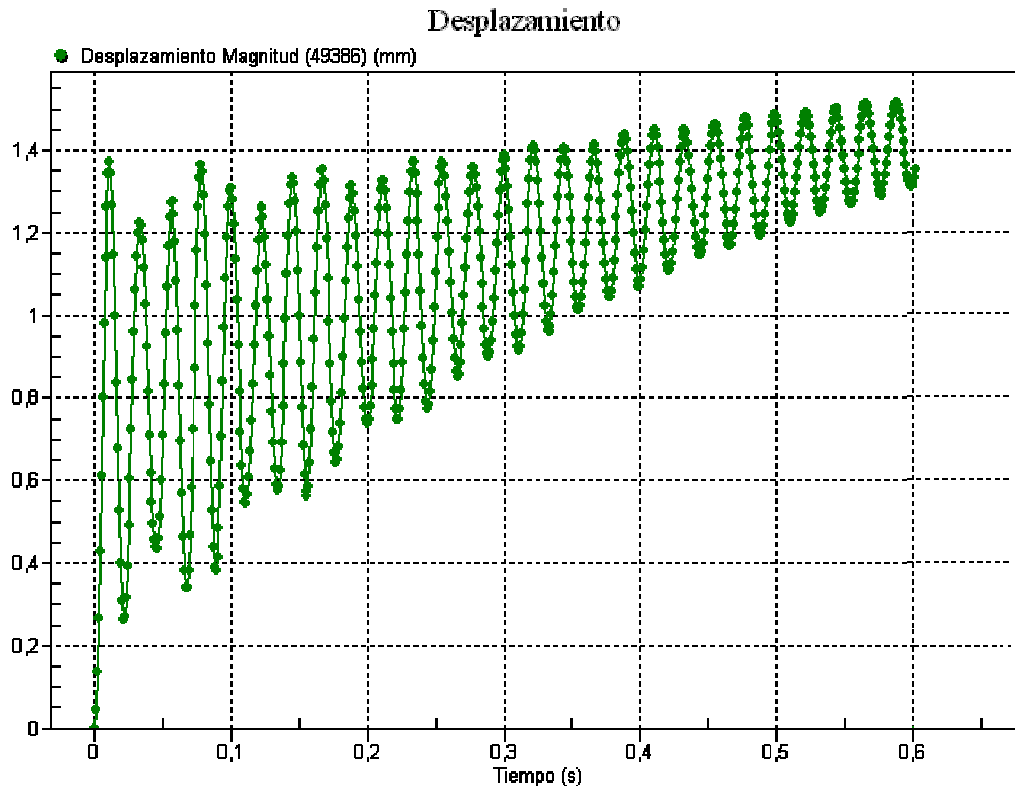


fig7.2.1 Nodo 1 sobre el que se ha realizado el estudio

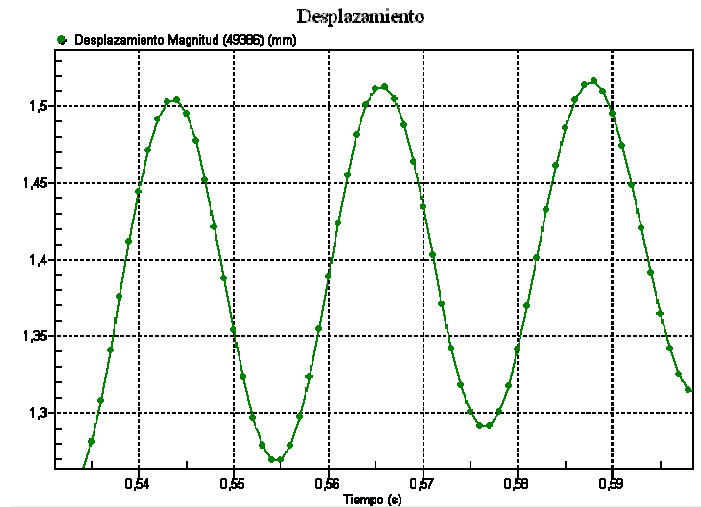
El programa de simulación por elementos finitos *Algor* ofrece en el gráfico 7.2.2 el desplazamiento en el nodo 1 elegido, bajo la carga fluctuante descrita en la ecuación (1).



gráfica7.2.2 curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 1

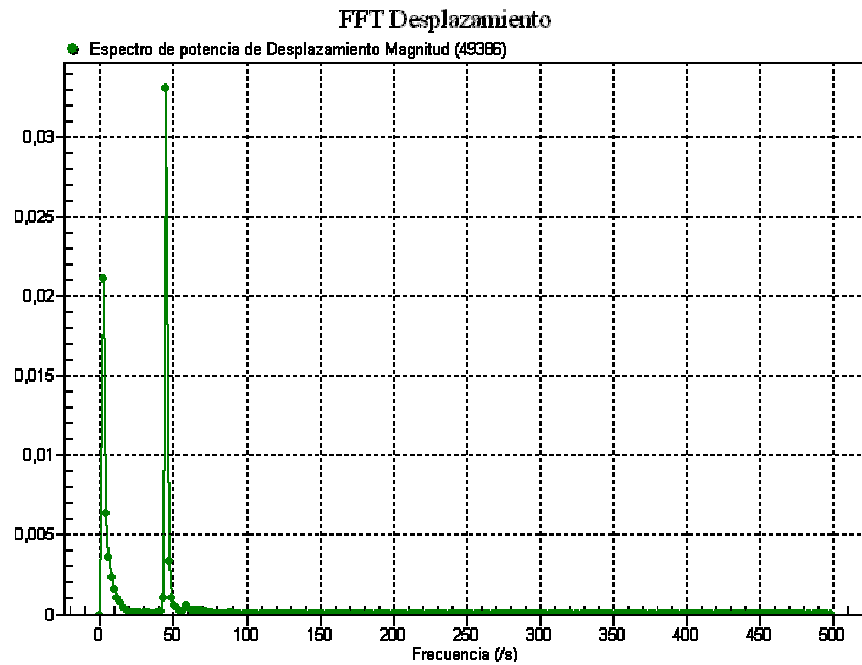
En el gráfico 7.2.2 se observa como el desplazamiento del nodo crece en término medio con la carga pero afectado de una frecuencia de vibración característica diferente de la excitación. Este comportamiento se responde a la excitación de un modo propio del sistema como respuesta al impulso inicial proporcionado por la carga externa. Aparece una zona comprendida entre los 0 – 0,2 *segundos* en el que los desplazamientos crecen con la curva de carga aunque con una respuesta desordenada. A partir de aproximadamente 0,2 segundos se observa una vibración mucho más regular con amplitudes más cercanas que entre sí que en el intervalo anterior. A partir de 0,5 *segundos* y hasta los 0,6 *segundos* la vibración que aparece en la curva de desplazamientos se puede considerar en régimen permanente, lo que significa que la

vibración ha alcanzado una frecuencia y una amplitud determinada para la curva de carga como se puede observar en la gráfica 7.2.3.



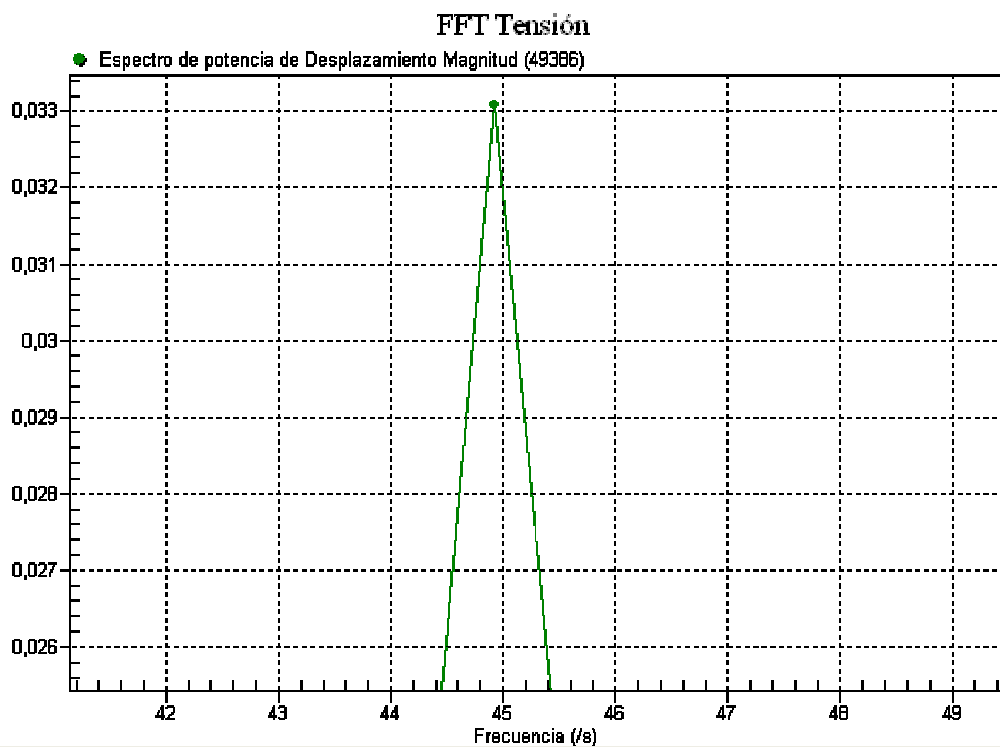
gráfica 7.2.3 curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 1 entre los segundos 0,53 y 0,6.

Según la transformada de *Fourier* realizada sobre el conjunto que aparece en la gráfica 7.2.4 se aprecia, además de una componente de continua, un pico de amplitud precisamente igual a una de las frecuencias halladas en el análisis de modos.



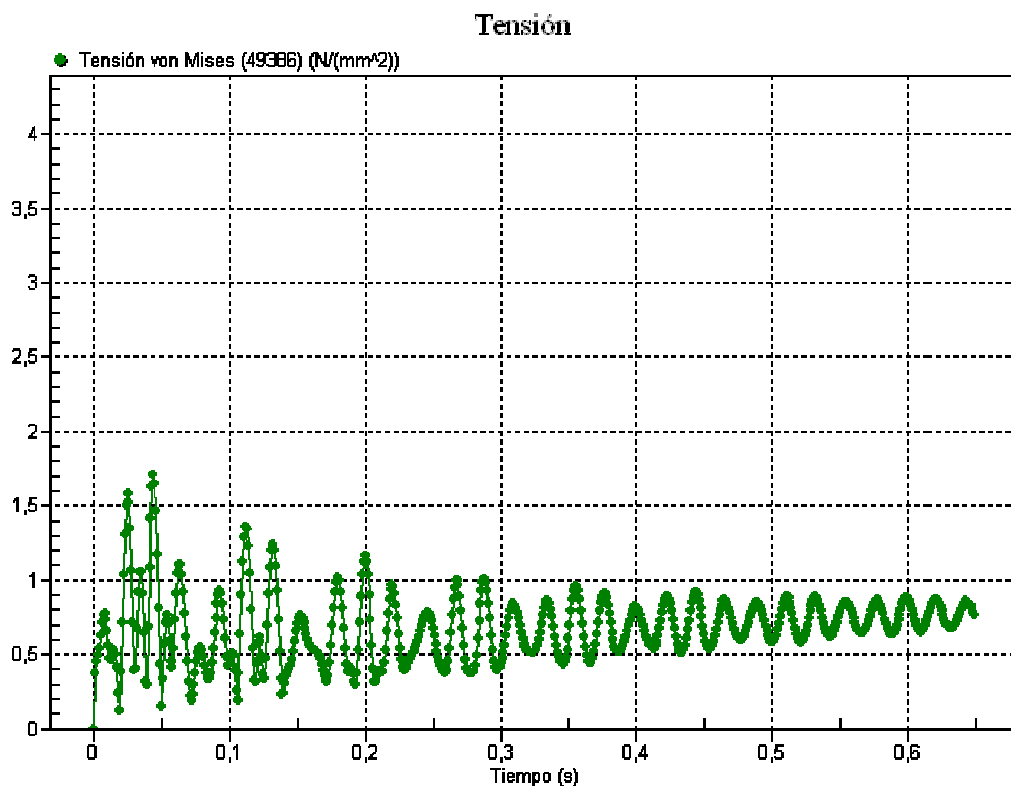
gráfica 7.2.4 gráfico correspondiente a la FFT para la curva de desplazamientos del nodo 1

Según el gráfico 7.2.5 se observa como el pico de mayor amplitud corresponde a una frecuencia de $f_1 = 44,8 \text{ Hz}$ que se aproxima estrechamente a la frecuencia hallada en el primer modo de vibración de $f_2 = 45,57 \text{ Hz}$ mientras que el segundo pico de amplitud corresponde a unos $f_3 = 5 \text{ Hz}$, frecuencia que se corresponde con una frecuencia de continua.



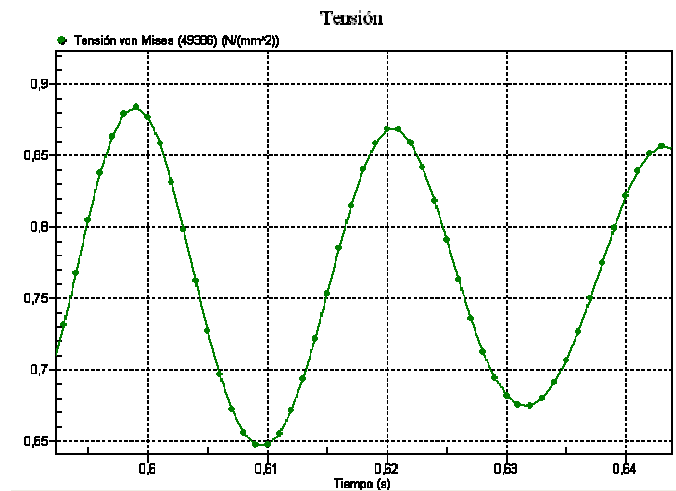
gráfica7.2.5 FFT para la curva de desplazamientos del nodo 1 entre los valores de frecuencias 41Hz a 49,5Hz.

Las tensiones que se localizan en el nodo 1 tiene la forma de la curva de la gráfica 7.2.6.



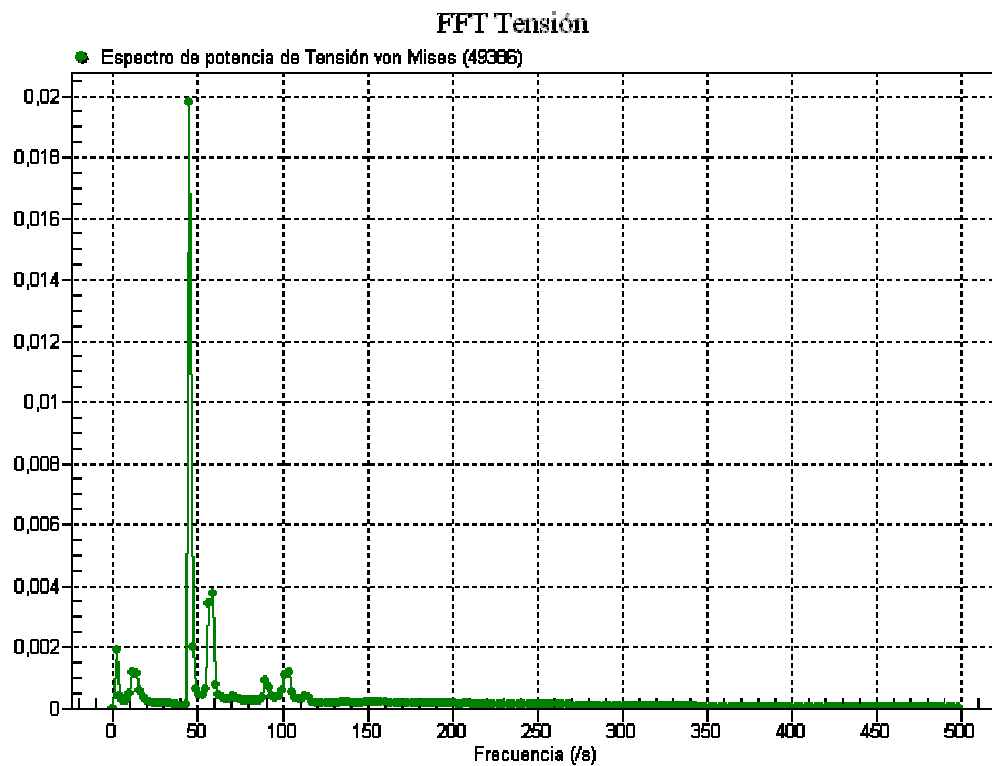
gráfica7.2.6 curva de tensiones del nodo 1 frente al tiempo

En el gráfico 7.2.6 se observan los mismos intervalos con comportamientos particulares que en el caso de los desplazamientos. Entre los momentos 0 a 0,2 segundos aparece una zona poco estable con picos de tensiones de diferentes valores. En esta zona las cargas empiezan a actuar y la estructura comienza a generar una respuesta acorde a las sollicitaciones externas. En el siguiente intervalo entre los momentos 0,2 a 0,5 segundos la respuesta del sistema tiende a estabilizarse con picos de tensión de valores próximos al anterior pico y al posterior. El sistema entra en régimen permanente cuando se han sucedido 0,5 *segundos* hasta los 0,64 *segundos*. En este intervalo de tiempo la respuesta del conjunto es ordenada y regular a lo largo de la curva según se observa en la gráfica 7.2.7.



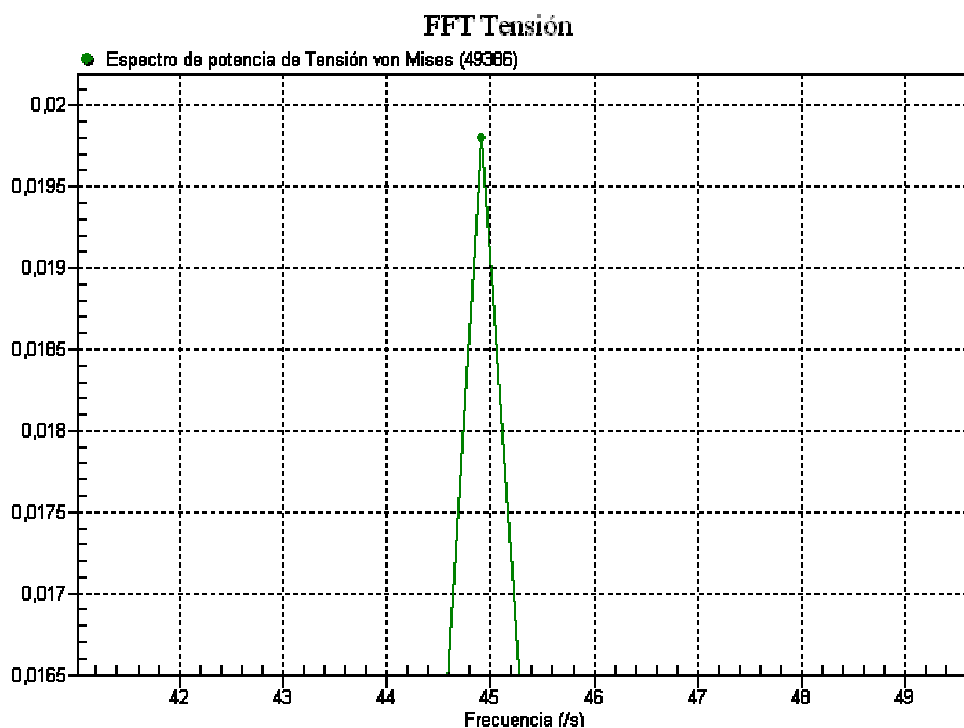
gráfica7.2.7 curva de tensiones frente al tiempo del nodo 1 entre los segundos 0,59 y 0,645.

En la gráfica 7.2.8 se observa el resultado de realizar una transformada de Fourier para la curva de tensiones en el nodo 1.



gráfica7.2.8 gráfico correspondiente a la FFT para la curva de tensiones del nodo 1

Como se observa en la gráfica 7.2.9 aparece un pico en la intensidad de la frecuencia para $f_1 = 44,8 \text{ Hz}$, la misma frecuencia con mayor amplitud que para los desplazamientos, que se aproxima estrechamente a los $f_2 = 45,57 \text{ Hz}$ correspondientes al primer modo de vibración de la estructura. El siguiente pico de frecuencias corresponde a una frecuencia $f_3 = 58,6 \text{ Hz}$ que, aunque con una amplitud casi 6 veces menor que a $44,8 \text{ Hz}$, se aproxima estrechamente a los modos de vibraciones de 2 a 11 con unas frecuencias de resonancia en el entorno de $f_4 = 58,5 \text{ Hz}$.



gráfica7.2.9 FFT para la curva de tensiones del nodo 1 entre los valores de frecuencias 41Hz a 49,5Hz

El sistema vibra a régimen permanente con frecuencias próximas a las de resonancia para el primer modo. La variación en la frecuencia de régimen permanente que es próxima a la del primer modo lleva al sistema a la resonancia en el que sistema se adapta para absorber la máxima energía posible.

Se realizó el mismo estudio para un nuevo nodo, ahora es el nodo 2, correspondiente a la zona de mayor sollicitación del preselector para el contacto izquierdo inferior de la figura 7.2.2.

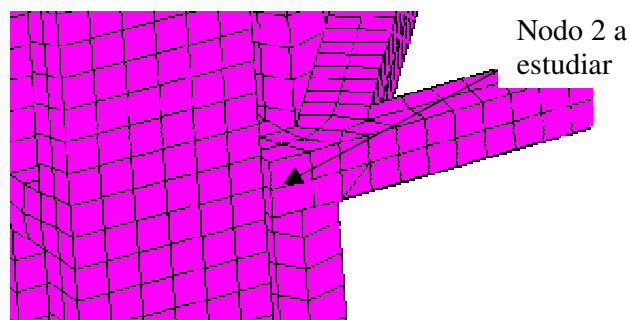
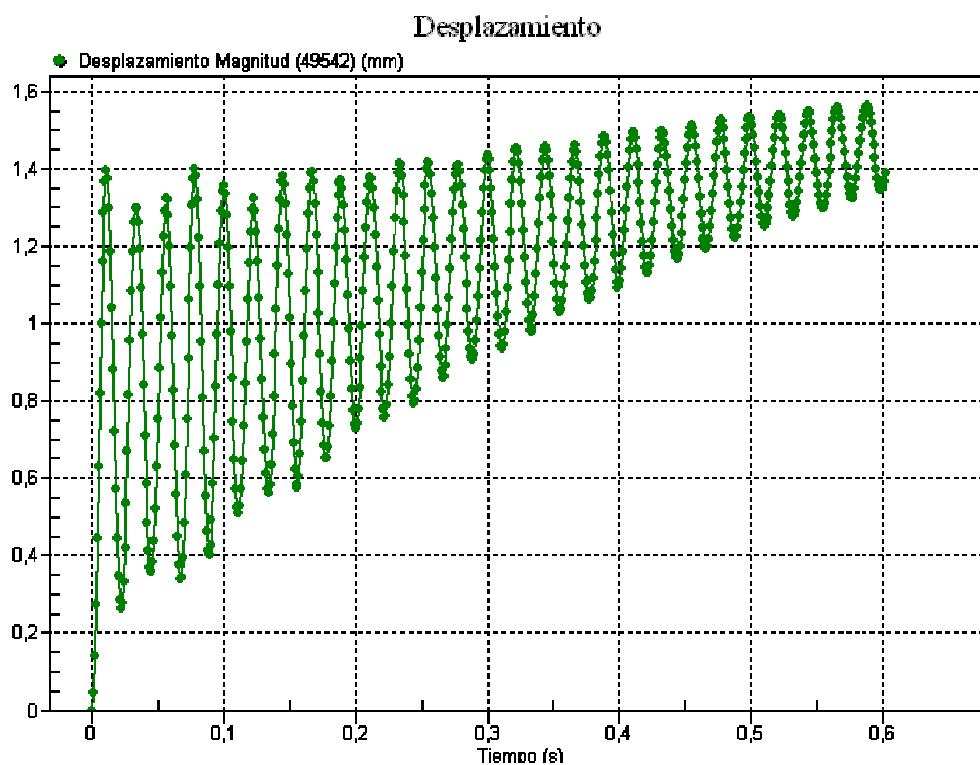


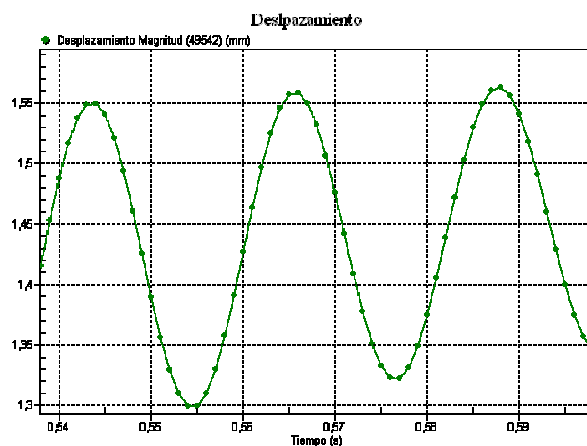
fig7.2.1 Nodo 2 sobre el que se ha realizado el estudio

El programa de simulación por elementos finitos *Algor* ofrece en el gráfico 7.2.10 los desplazamientos habidos en el nodo 2 elegido bajo cargas fluctuantes.



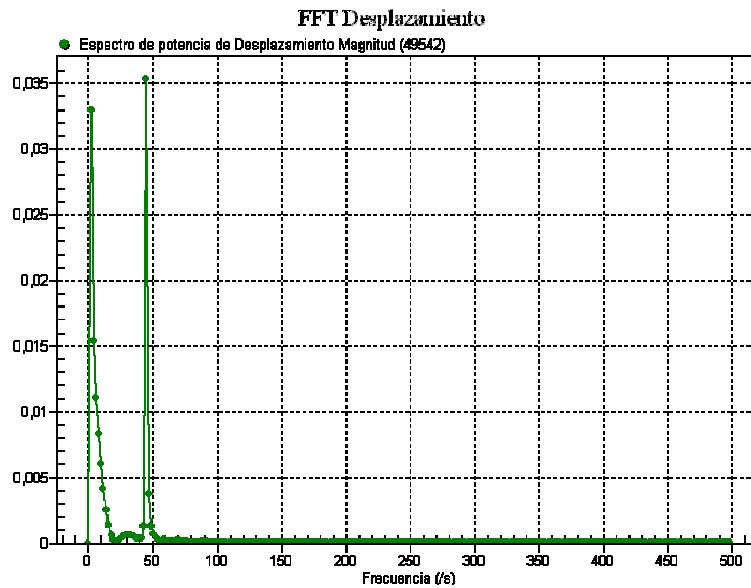
gráfica7.2.10 curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 2

Como para el primer nodo analizado, los intervalos que aparecen se corresponden con los ya analizados hasta el momento. Entre los segundos 0 a 0,2 aparece una zona con picos de amplitud del desplazamiento de valores menos próximos que corresponde a la primera reacción del sistema ante la aparición de una carga fluctuante. A partir de este momento se comienza a estabilizar la curva de desplazamientos de manera mucho más regular. Es a partir de los 0,5 segundos y hasta los 0,6 segundos aproximadamente cuando el sistema entra en régimen permanente, es decir, su respuesta ante cargas fluctuantes externas se convierte en periódica según aparece en la gráfica 7.2.11.



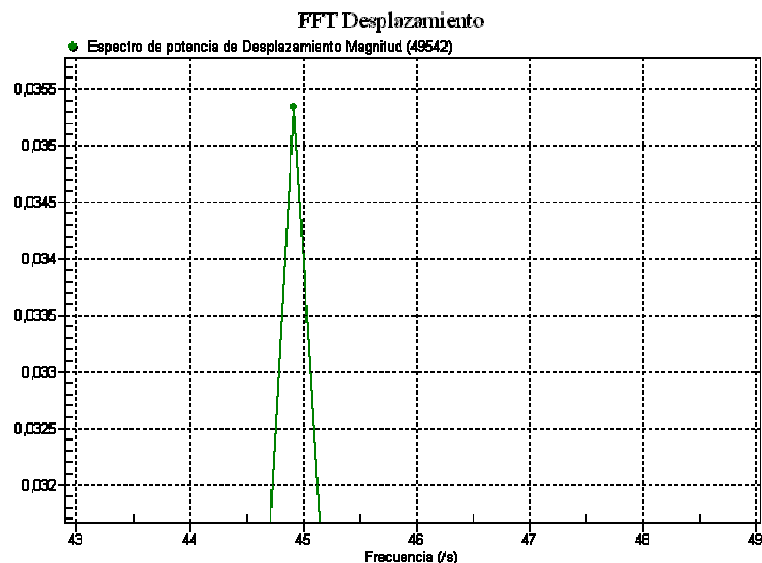
gráfica7.2.11 curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 2 entre los instantes 0,535 y 0,6 segundos

En la gráfica 7.2.12 se ha realizado una transformada de Fourier para determinar las frecuencias a las que se han sucedido los desplazamientos en la zona inferior izquierda del preselector.



gráfica7.2.12 gráfico correspondiente a la FFT para la curva de desplazamientos del nodo 2

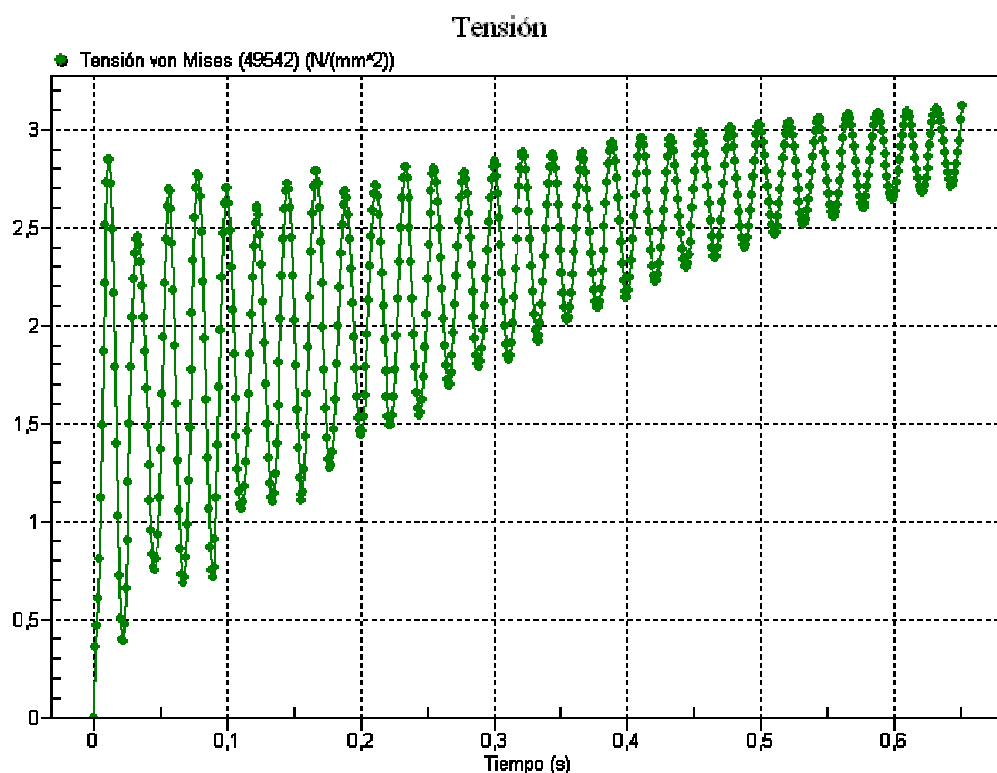
En este caso aparecen dos grandes picos de amplitud para el espectro de potencia de los desplazamientos de nodo 2. El primero de ellos carece de cierta importancia ya que aparece frecuencias bajas y se corresponde con la componente de continuo pero el segundo aparece en torno a los $f_1 = 45,8 \text{ Hz}$ según se aprecia en la gráfica 7.2.13.



gráfica7.2.13 FFT para la curva de desplazamientos del nodo 2 entre los valores de frecuencias 43Hz a 49,5Hz.

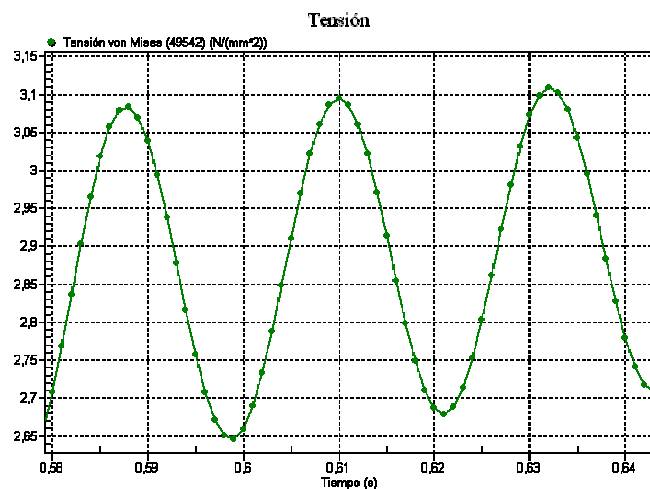
Como en el caso del nodo 1, la frecuencia correspondiente a $45,8 \text{ Hz}$ se aproxima estrechamente a los $45,57 \text{ Hz}$ del primer modo de vibración. Una vez que se ha entrado en régimen permanente la estructura vibra en torno a esta frecuencia de resonancia.

En la gráfica 7.2.14 se muestra la respuesta de nodo 2 frente a las cargas fluctuantes para las tensiones del material.



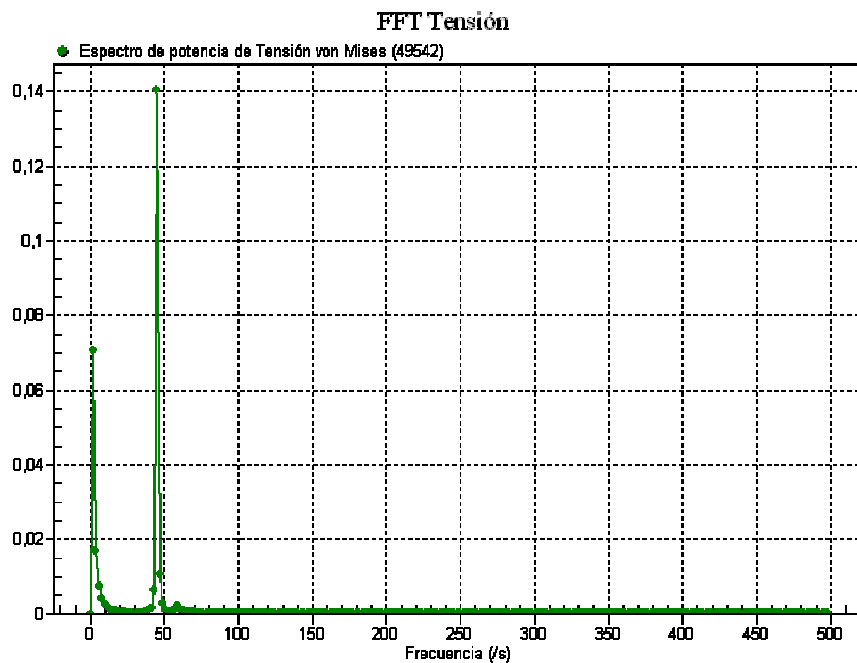
gráfica7.2.14 curva de tensiones del nodo 2 frente al tiempo

Los intervalos característicos para las tensiones en el nodo 2 se corresponden a los mismos intervalos que en el caso de los desplazamientos. Para el intervalo entre 0 y 0,2 segundos aparece la primera respuesta de la estructura con un régimen de vibración transitorio con amplitudes distintas en cada vibración. A partir de los 0,2 segundos el sistema empieza a estabilizarse hasta que a partir de los 0,5 segundos aparece una respuesta a régimen permanente según aparece en la gráfica 7.2.15.



gráfica7.2.15 curva de tensiones frente al tiempo del nodo 2 entre los instantes 0,58 y 0,545 segundos

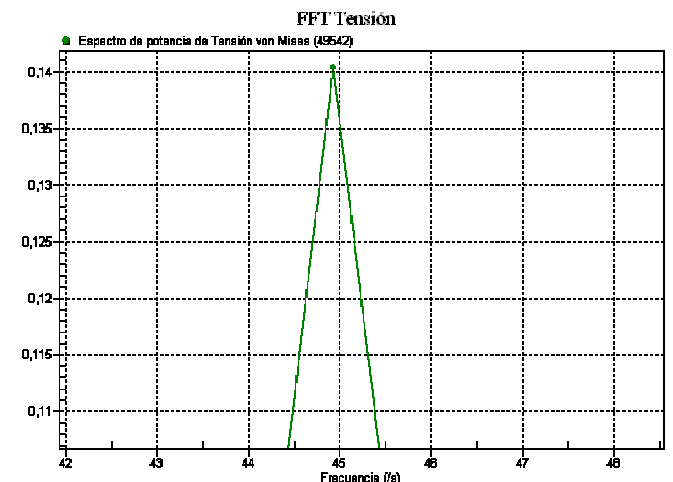
Aparece en la gráfica 7.2.16 la transformada de Fourier con picos de amplitud próximos a frecuencias de resonancia del sistema.



gráfica7.2.16 gráfico correspondiente a la FFT para la curva de tensiones del nodo 2

Surge un primer pico de amplitud para frecuencias bajas que en principio no es crítica para el sistema ya que pertenece a una componente de continuo y un segundo

pico de amplitud para una frecuencia de $f_1 = 45,8 \text{ Hz}$ que se aproxima estrechamente a la frecuencia de resonancia del primer modo de $f_2 = 45,57 \text{ Hz}$ según se observa en la gráfica 7.2.17.



gráfica 7.2.17 FFT para la curva de tensiones del nodo 2 entre los valores de frecuencias 42Hz a 49,5Hz.

El nodo 2 vibra a régimen permanente con frecuencias próximas a las de resonancia para el primer modo en el que sistema se adapta para absorber la máxima energía posible a lo largo de la curva de régimen permanente.

7.2.2 SELECTOR CENTRAL

Se ha realizado el ensayo también en una zona genérica del otro mecanismo dentro del dispositivo de selección. En concreto se ha elegido la uno de los nodos que aparecen en la zona de trabajo más exigida en el selector diferencial según se observa en la figura 7.2.2.1.

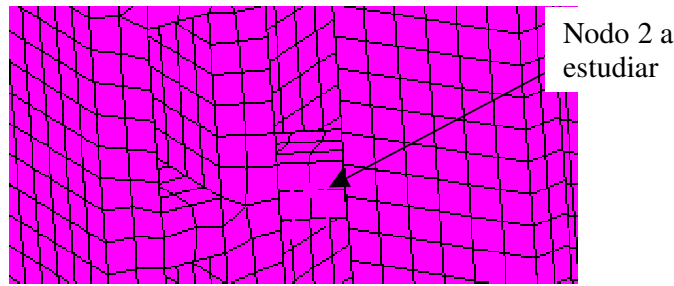
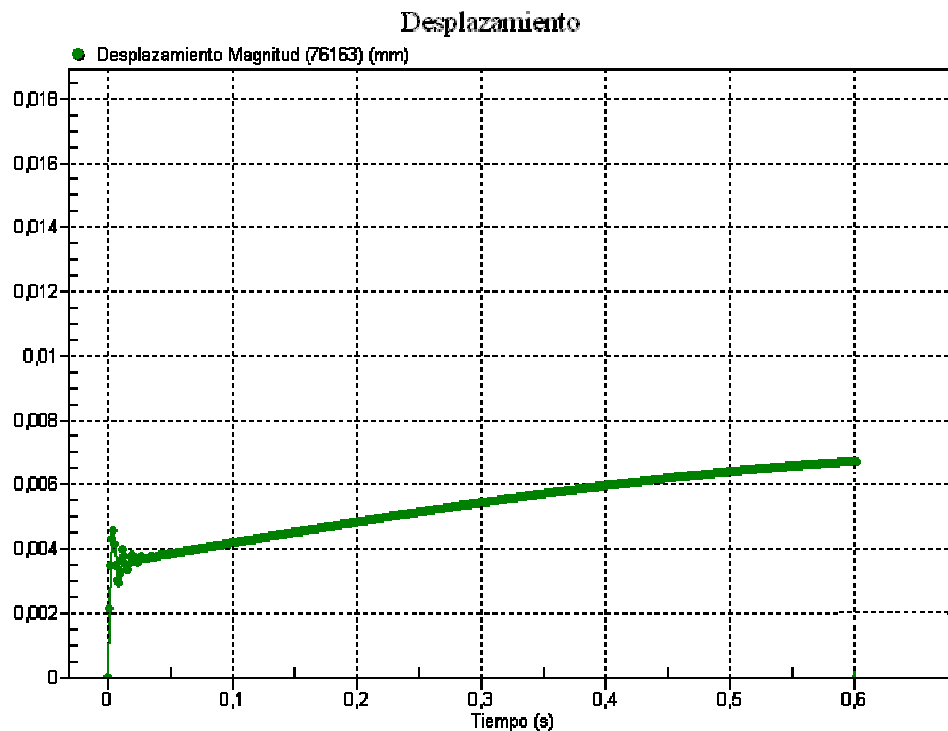


fig7.2.2.1 Nodo 3 sobre el que se ha realizado el estudio

Antes de profundizar en los estudios dinámicos hay que destacar que aunque el valor de la carga se estableció en 45 N y ha sido para el caso del preselector, las limitaciones del programa de simulación por elementos finitos *Algor* llevaron a distribuir la carga en una superficie mayor y menos concentrada alrededor del la zona de los contactos. Este detalle puede condicionar el resultado del estudio ya que las cargas son de valores menores a las que se han representado en el preselector.

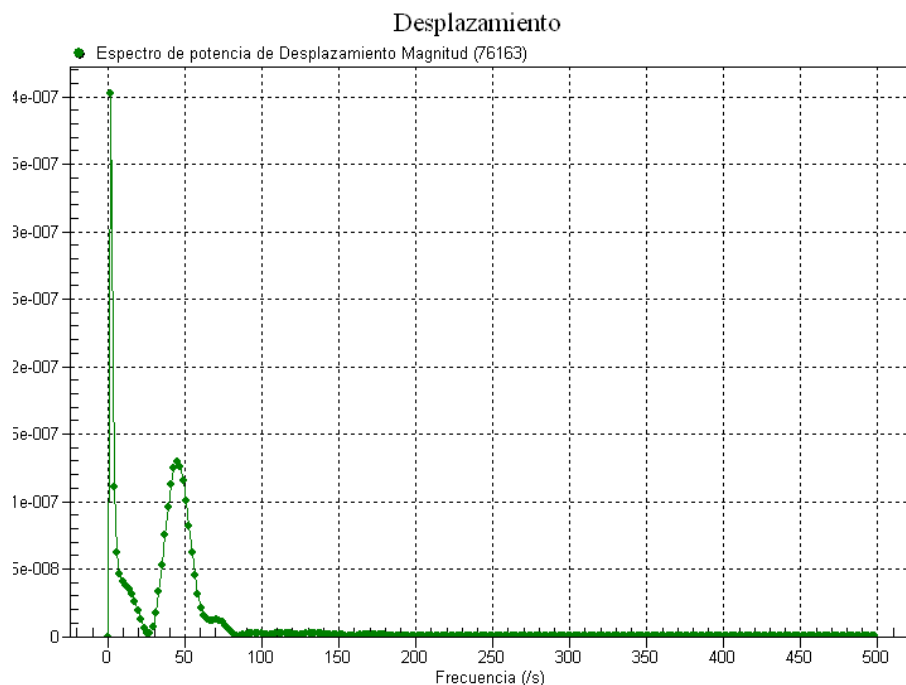
Se presenta en la gráfica 7.2.2.1 la respuesta del material a las cargas fluctuantes correspondiente a los desplazamientos de nodo 3.



gráfica7.2.2.1 curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 2

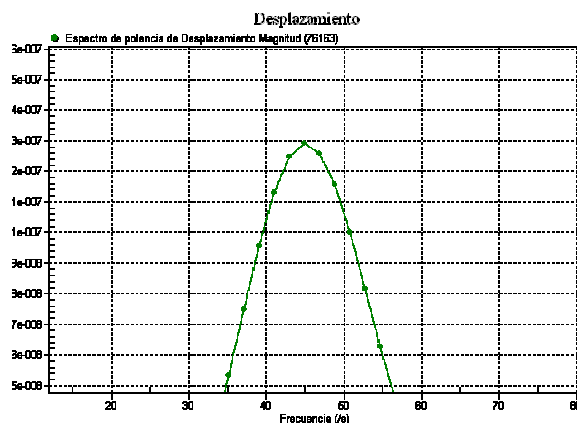
En la gráfica 7.2.2.1 se observa un intervalo de tiempo de 0,5 segundos desde el inicio de la simulación en el que el material ofrece una primera respuesta inestable tratando de adaptarse a las nuevas condiciones de carga externas. Para el intervalo de tiempos entre los 0,5 segundos a 0,6 segundos los desplazamientos crecen con la carga de manera suave asumiendo un comportamiento en régimen permanente. +

En la gráfica 7.2.2.2 aparece la transformada de *Fourier* que recoge las frecuencias que han aparecido para el espectro de desplazamientos del nodo 3.



gráfica7.2.2.2 gráfico correspondiente a la FFT para la curva de desplazamientos del nodo 3

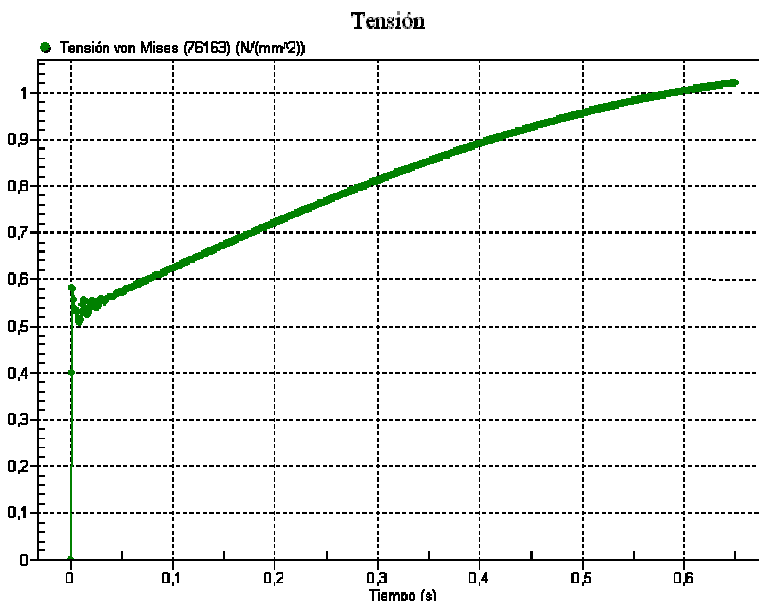
Se observa como aparece el pico de mayor amplitud en torno a frecuencias bajas que se asocian a una componente de continua que en principio no es una frecuencia crítica para el sistema. Aparece un segundo pico de amplitud para una frecuencia de $f_1 = 45 \text{ Hz}$ que se aproxima estrechamente a los $f_2 = 45,57 \text{ Hz}$ del primer modo de vibración según se observa en la gráfica 7.2.2.3.



gráfica7.2.2.3 FFT para la curva de tensiones del nodo 3 entre los valores de frecuencias 10Hz a 80Hz

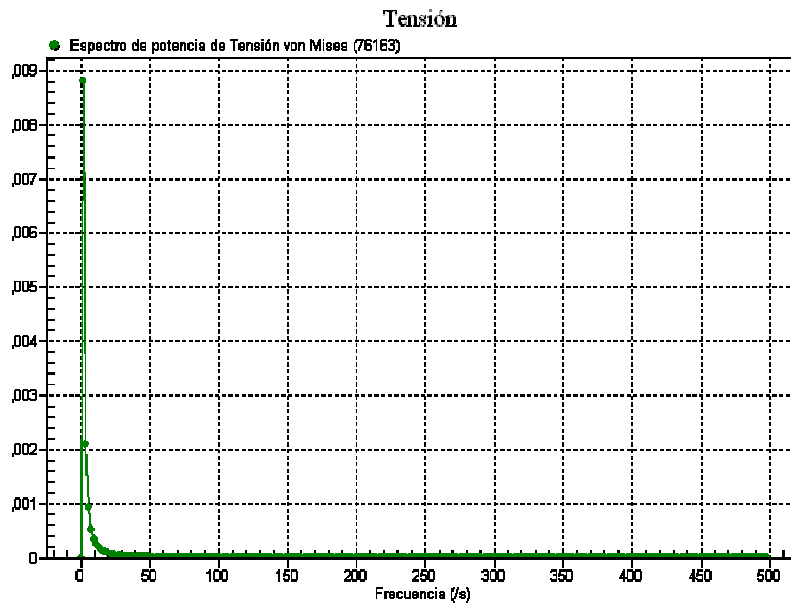
Siguiendo un paralelismo con los casos anteriores en el preselector, la intensidad del pico presumiblemente habría sido mayor si se hubieran concentrado las cargas fluctuantes en torno al contacto y se hubieran encontrado mayores amplitudes en las tensiones, describiendo una toda una curva con las frecuencias que aparecieron caracterizando al primer intervalo de tiempos.

Se presenta en la figura 7.2.2.4 la curva correspondiente a la respuesta en cuanto a tensiones del nodo 3 perteneciente al selector frontal.



gráfica7.2.2.4 curva de tensiones del nodo 3 frente al tiempo

En la gráfica 7.2.2.4 aparecen en el intervalo correspondiente a los primeros 0,5 *segundos* una zona sin una frecuencia de vibración constante y con amplitudes irregulares y distintas entre las contiguas. A partir de entonces la tensión crece con la curva de carga observándose un régimen permanente que indica la estabilidad de la respuesta del material ante las sollicitaciones externas. Como había sucedido para el nodo 2 no hay un claro aumento de la tensión en el nodo 3 cuando este se vibra con frecuencias resonantes. Se entiende que la respuesta del material no es inmediata y que está condicionada por la respuesta del preselector con mayores cargas aunque no aparezcan frecuencias críticas en su espectro de potencia según la transformada de *Fourier* en tensiones de la gráfica 7.2.2.5.



gráfica 7.2.2.5 gráfico correspondiente a la FFT para la curva de tensiones del nodo 3

El único pico de frecuencia que se obtiene en la gráfica 7.2.2.5 se corresponde con una frecuencia de componente continua. El hecho de que no aparezcan picos de tensión en la gráfica 7.2.2.4 puede explicarse por la falta de una frecuencia crítica que solicite al material además del hecho de que las cargas no se han concentrado alrededor de un único punto reduciéndose así la intensidad de los efectos de las sollicitaciones externas.

Poder resolver el ensayo con cargas fluctuantes parece una tarea complicada por las grandes limitaciones técnicas de que se han disponen y se dispondrán en un plazo medio de tiempo en la Universidad Carlos III de Madrid. Es por ello que aunque se pudieran introducir ciertas mejoras en la simulación como la distribución más concentrada de las cargas en torno al contacto del selector central o introducir menos elementos mecánicos en la misma, sería preferible plantear el problema desde otro punto de vista. El propio programa de simulación por elementos finitos *Algor* ofrece la posibilidad de realizar la simulación dotando de movimiento espacial a los elementos del sistema reproduciendo de manera igualmente fidedigna el proceso de cambio de tomas en los dispositivos de selección. De hecho se descartó en un primer momento este método por la gran complejidad y la gran cantidad de parámetros que se debían definir para el planteamiento del problema. Si bien es cierto que ahora se ofrece como una de las mejores alternativas al método empleado en el proyecto para realizar la simulación del proceso de cambio de tomas.

8. CONCLUSIONES

Con el análisis modal se comprueba que con frecuencias de resonancia por debajo de 50 Hz las tensiones y deformaciones a las que se ve sometido el selector y el preselector son críticas para el OLTC. Un mejor diseño debería estar encaminado a aumentar el valor de la frecuencia de resonancia del primer modo y siguientes con el fin de reducir fallos que causarían daños estructurales en estos elementos.

Los movimientos de vibración del preselector y el selector de tomas a lo largo del proceso de cambio de toma a otra no representan ningún tipo de riesgo para el correcto funcionamiento del OLTC en general.

En el ensayo con cargas estáticas se observa como para los casos de análisis de tensiones y de desplazamientos de un contacto genérico del preselector se obtienen coeficientes de seguridad lo suficientemente altos para que en ambos casos se pueda tener la certeza de que no se corre el riesgo de fallo por plastificación del material. En cambio, los márgenes para el conjunto completo en los mismos casos anteriores son algo más ajustados debido a que se introduce un material plástico (material aislante), que trabaja con unos límites menores a los del acero en los que se ha diseñado el contacto. En cualquier caso, y aunque el preselector es el que recoge los valores más altos de esfuerzos y deformaciones, aparece un comportamiento de toda la estructura en general sin grandes riesgos ni para los contactos que están trabajando continuamente en cada cambio de sección ni para el resto de elementos mecánicos del sistema cuando éste es sometido a cargas estáticas.

Incluir en el ensayo estático las cargas debidas al propio peso de la estructura además de las fuerzas originadas en el proceso de cambio de toma resultaría poco determinante cuando se ha comprobado el amplio margen que ofrece la estructura para resistir la exigencia de las cargas propuestas en la simulación. Si se deseara introducir cambios en el diseño del mecanismo es aconsejable en este caso reforzar el dispositivo de selección frontal para reducir con ello el riesgo de plastificación del material.

De los dos estudios de fatiga que se han realizado con el contacto genérico y el conjunto completo de la estructura, en ambos casos se presenta un amplio margen hasta alcanzar el límite de fatiga para el cual el material colapsaría. Si bien es cierto que la sección más exigida de la pieza de contacto tiene una disposición más crítica ante el fallo por fatiga que para el caso del conjunto completo (márgenes: para el conjunto 96,1 *Mpa* y para la pieza de contacto 59,876 *Mpa*). Pese al relativo amplio margen existente, en caso de revisar el diseño del dispositivo de selección es aconsejable reforzar la sección de la pieza de contacto que une el saliente con el resto de la pieza.

En el ensayo con cargas fluctuantes se ha encontrado la evidencia más notable en cuanto a riesgos críticos por la entrada de los elementos mecánicos del sistema en resonancia. Especialmente en el caso del preselector en su parte inferior derecha de contacto se ha encontrado transitorios resonantes que podrían elevar los valores de las tensiones del material por encima de los parámetros de régimen permanente. La entrada en resonancia se produce debido a que la frecuencia de vibración del material en régimen permanente es bastante próxima a la de resonancia para el primer modo. Los efectos además en el preselector son mayores que en el selector por el hecho de que la intensidad de la resonancia se localiza según a la figura 8.1 en torno al mecanismo de preselección.

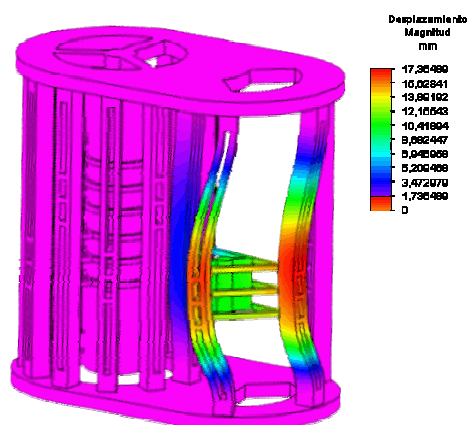


fig8.1 desplazamientos en el modo 1

9. FUTUROS ESTUDIOS

1. Contrastar las simulaciones realizadas con datos experimentales obtenidos de pruebas de campo.
2. Modelado y simulación del conmutador.
3. Modelado y simulación del OLTC. Para ello se requiere simplificar al máximo el conjunto o poseer recursos de hardware casi ilimitados que soportasen la simulación.
4. El estudio desarrollado en este proyecto podría, si cabe, ahondar en el análisis del comportamiento de ambos dispositivos con nuevos puntos de vista. El análisis de modos de vibraciones podría complementarse con un estudio sobre un nuevo diseño que corroborase las premisas sobre la evolución del mismo. Se propone un nuevo diseño en la figura 9.1 en torno al cual podrían girar nuevas ideas en el que se han incorporado elementos de sencilla fabricabilidad y adaptabilidad al diseño actual del OLTC dotando a la estructura de la robustez necesaria para elevar los valores de las frecuencias que afectan a las vigas del mecanismo. De resultar cierto que los modos de vibraciones correspondientes elevan sus frecuencias significativamente se habrían reducido la posibilidad de fallo por vibraciones de hasta 9 modos que afectan críticamente al correcto funcionamiento del OLTC.

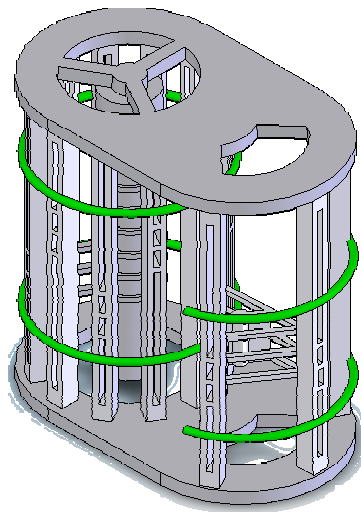


fig9.1 proposición de un nuevo diseño para estudiar el efecto en los modos de vibración



5. Incluir en el análisis de modos de vibración parámetros como los componentes aislantes (aceite) en el cual se encuentra inmerso el selector y el preselector, lo cual mejoraría los resultados obtenidos en los anteriores análisis acercándose al comportamiento de trabajo real de estos mecanismos.



10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Rivas Trujillo Edwin “Diagnóstico de Averías de un Cambiador de tomas en Carga” Pretesis Doctoral 2006. Universidad Carlos III de Madrid.
- [2] CIGRE SC 12 WG 12.05, An Intemational Survey on Failures in Large Power Transformers in Service, ELECTRA No 88(1983), pp 2147.
- [3] Bengtsson, T.; Kols, H.; Foata, M. “Monitoring Tap Changer Operations” CIGRE. Paris 1998. paper 12-209.
- [4] M. Foata, R. Beauchemin, and C. Rajotte, “On-line testing of on-load tap changers with a portable acoustic system,” IEEE 9th International Conference on Transmission and Distribution Construction, Operation and Live-Line Maintenance Proceedings, pp. 293 – 298, Oct. 2000.
- [5] P. Kang, D. Birtwhistle, J. Daley, and D. McCulloch, “Non-invasive online condition monitoring of on load tap changers,” Generation, Transmission And Distribution, IEE Proceedings, vol. 3, pp. 2223–2228, Jan. 2000.
- [6] Darling Harbour, “Proceedings Sydney convention and Exhibition Center” Analytical Services Pty Ltd techCon Asi Pacific 2006, Wilson Transformer.
- [7] Darling Harbour, “Proceedings Sydney convention and Exhibition Center” Analytical Services Pty Ltd techCon Asi Pacific 2006, Wilson Transformer.
- [8] Miguel Ángel de Lucas Hernández, “Análisis de los modos de vibración de un banco de ensayos de rodamientos,” Trabajo dirigido, departamento de ingeniería mecánica, Universidad Carlos III de Madrid.



- [9] Enciclopedia virtual http://es.wikipedia.org/wiki/Resonancia_%28mec%C3%A1nica%29
- [10] José Germán Jiménez Ortiz y Javier García de Jalón de la fuente, “Teoría y práctica del análisis modal -Curso teórico-experimental sobre vibraciones en estructuras”, Escuela Superior de Ingeniería Industriales de San Sebastián.
- [11] Deneter G.Fertis “Nonlinear mechanics” Second Edition 1999 by CRC press LLC.

11. APÉNDICE

11.1 PIEZAS EN DETALLE

Se presentan las piezas y elementos modelados en CAD y que serán base para elaborar el mecanismo virtual final sobre el que se desarrollaran los diferentes estudios.

Las dos piezas siguientes de las figuras 11.1 y 11.2 son la base inferior y superior respectivamente y que, restringidas todos sus movimientos, son las piezas de referencia para elaborar el montaje del mecanismo.

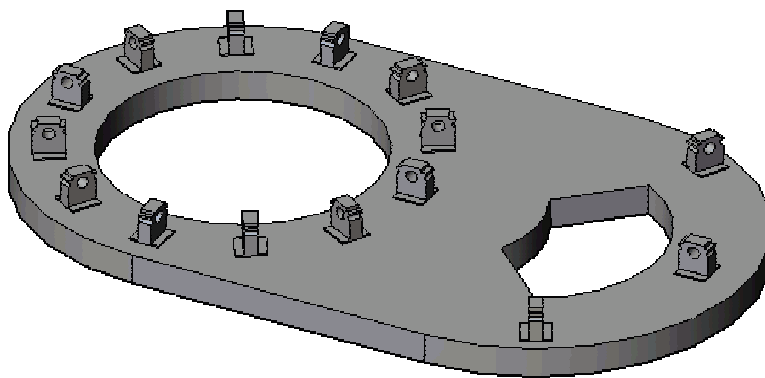


fig11.1 vista de la base inferior

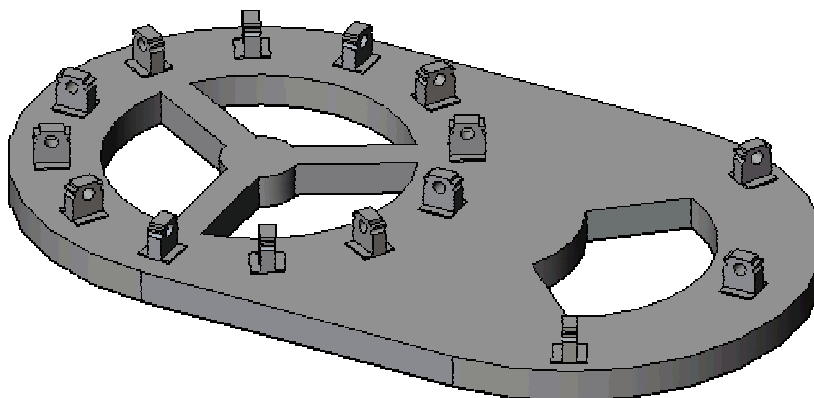


fig11.2 vista del soporte superior

El conjunto que aparece a continuación representa los diferentes elementos de sujeción que incorporan las vigas para anclar las diferentes piezas del mecanismo.

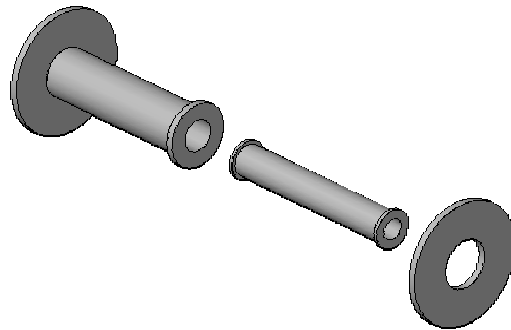


fig11.3 vista del remache

De igual manera se presenta la viga, elemento que sostendrá el resto de las piezas que componen el conjunto y en las que van instalados los contactos. Su función es meramente estructural con la particularidad de que es la única pieza aislante de todo el dispositivo de selección.

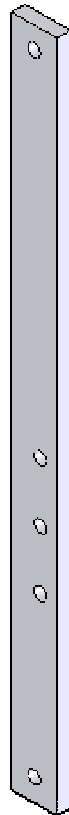


fig11.4 vista de la viga

Las piezas que se presentan a continuación corresponden a lo que antes se ha llamado como *contactos* y que serán parte muy interesante en el posterior estudio por su particular disposición dentro del conjunto.

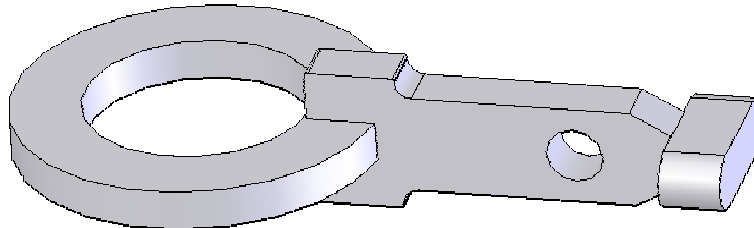


fig11.5 vista de la pieza de contacto frontal

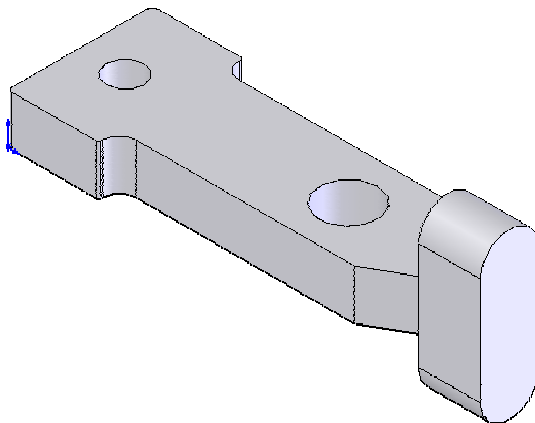


fig11.6 vista de la pieza de contacto

Las dos piezas que ahora se muestran son las piezas de apriete, que en sus dos distintas formas constructivas geométricas sirven de superficie para de apoyo para los elementos de apriete como tornillos y remaches.

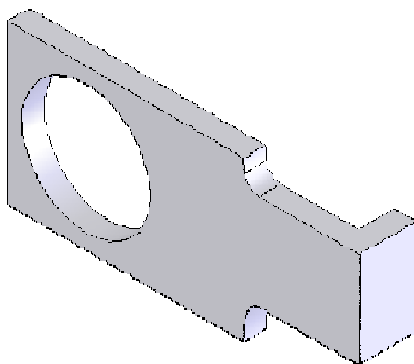


fig11.7 vista de la pieza de apriete

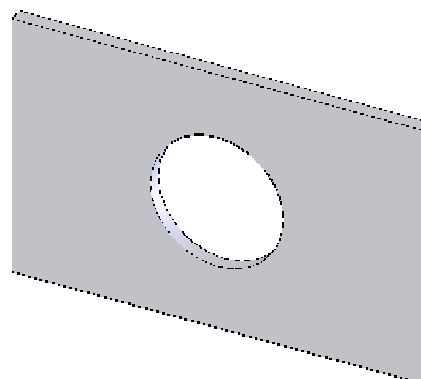


fig11.8 vista de la pieza de apriete

Todos los tornillos que aparezcan en el mecanismo son tornillos para metal y aparecen con la siguiente geometría.

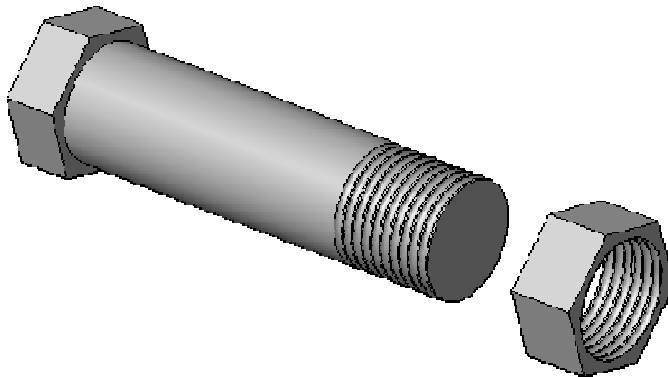


fig11.9 vista de la rosca y tornillo

La pieza de la figura 11.10 no tiene un interés particular ya que ni trabaja mecánicamente durante el movimiento del selector ni eléctricamente en la misma operación y cuya única función es servir de anclaje para montar la protección exterior del dispositivo de selección.

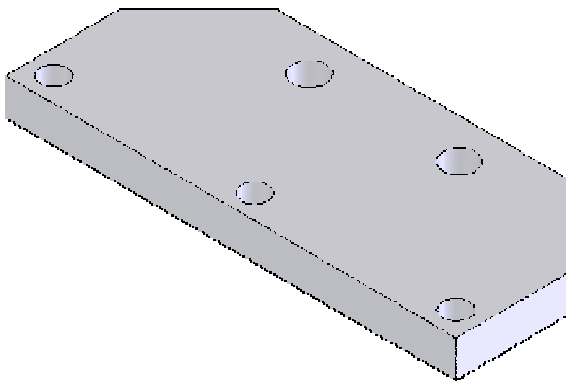


fig11.10 vista de la pieza maciza prismática

Se presentan las piezas encargadas de fijar los *aprisionadores* al elemento central que le permitirán mantenerse unido a él durante el cambio de toma.

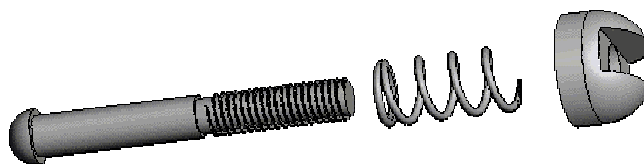


fig11.11 vista de conjunto rosca, pasador y muelle

Aparecen ahora las piezas correspondientes a los diferentes elementos que componen y forman parte fundamental de los selectores central. La primera pieza será la encargada de sostener mediante los elementos de sujeción antes mencionados los aprisionadores que, a través del movimiento inducido en la pieza base del selector, conectará finalmente con los contactos fijados en las vigas.

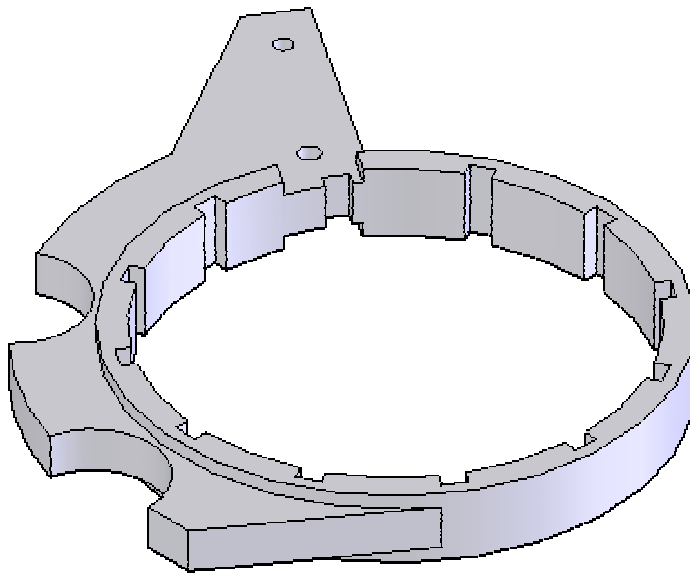


fig11.12 vista de la pieza base del selector central

Serán dos piezas como éstas las que irán fijadas en cada una de las tres piezas anteriores que existen en el dispositivo de selección, que a su vez irán unidas al elemento que les transmitirá el movimiento de cambio de posición, el rotor central.

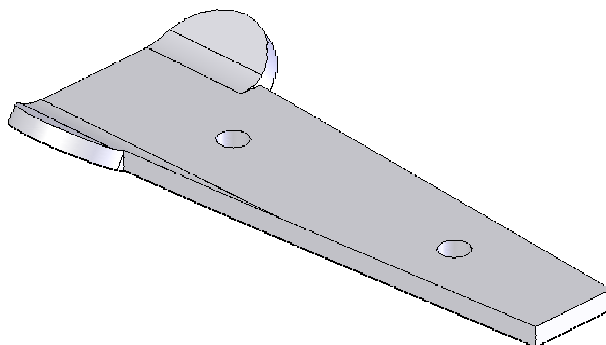


fig11.13 vista del aprisionador de un selector central

Por otro lado, aparecen también las piezas que componen el preselector y que cuya función es, en combinación con el selector central y a través de un giro en la horizontal para su cambio de posición, el número de espiras que conducen la corriente en el devanado de salida del transformador.

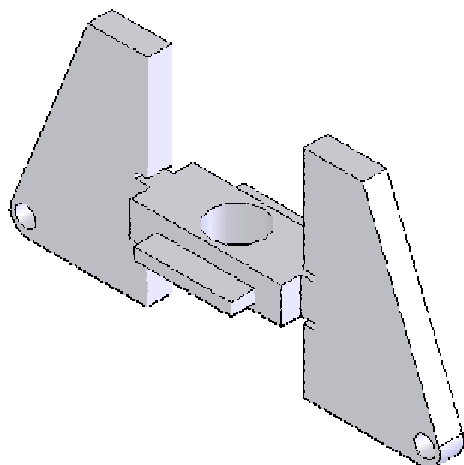


fig11.14 vista del elemento de unión de un preselector

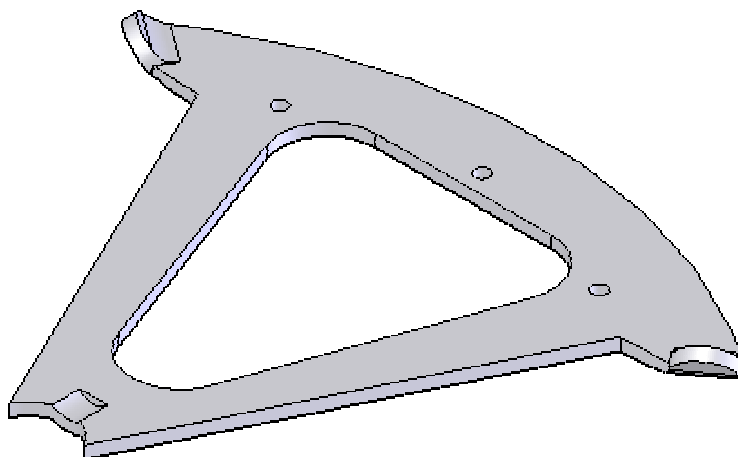


fig11.15 vista de la pieza base de un preselector

El preselector estará formado por dos piezas base unidas por el elemento de unión y cuya única función será dar consistencia al preselector para evitar la

desalineación de las piezas base que conllevarían desperfectos mecánicos y pérdidas eléctricas.

La pieza que se presenta en el margen derecho de la página es la encargada de transmitir los movimientos necesarios para que los contactos se sitúen en la posición adecuada. Ésta recibe el movimiento necesario de la caja de engranajes que está accionada por el motor que incorpora el cambiador de tomas en carga. La pieza de la derecha es cualquiera de las barras que se conecta con los selectores centrales de tal manera que ayuda a transmitir el movimiento sin que sufra tanto el rotor central. Constituye además la pieza base que servirá también como bisagra para del preselector.

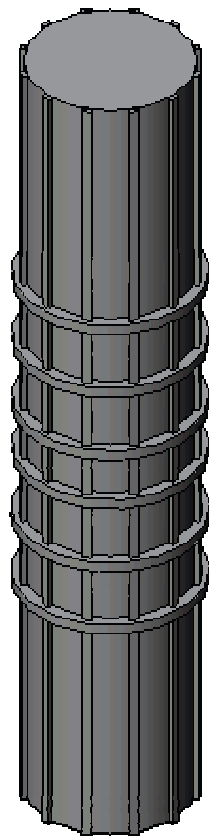


fig11.16 vista del rotor



fig11.17 vista de la barra

Una vez identificadas todas las piezas que aparecen en un dispositivo de selección y que han sido tenidas en cuenta para construir el conjunto final, se presentan ahora todos los subconjuntos que forman parte del mecanismo.

Los conjuntos de las figuras 11.18 y 11.19 son los correspondientes a las *vigas* en las que se encuentran tanto los *contactos* como las piezas prismáticas a los que se unen. El sistema de sujeción consiste en un remache con un par de arandelas que consigue fijarlos al par de *vigas*. Los contactos están unidos mediante tuerca y tornillo a la pieza prismática que, junto con la pieza de apriete, los sujetará firmemente a la misma.

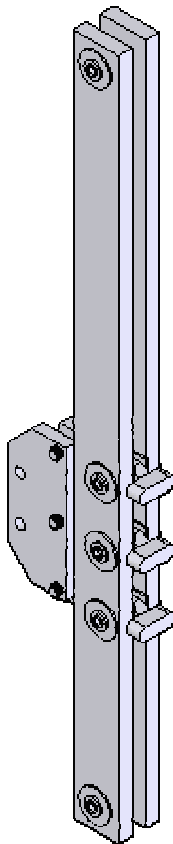


fig11.18 vista de la viga posterior

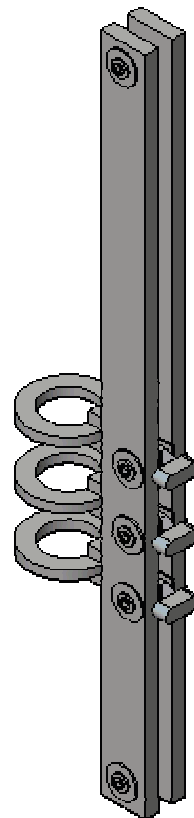


fig11.19 vista de la viga frontal

Se presenta también el conjunto que hace referencia al selector central del intercambiador de carga, en el cual aparecen por cada pieza base del selector central dos

aprisionadores junto con sus dos sistemas de sujeción por presión. Tanto las muescas semicirculares como las rectangulares que aparecen en el diseño de las piezas base son parte del diseño que permitirá transmitir movimiento al subconjunto.

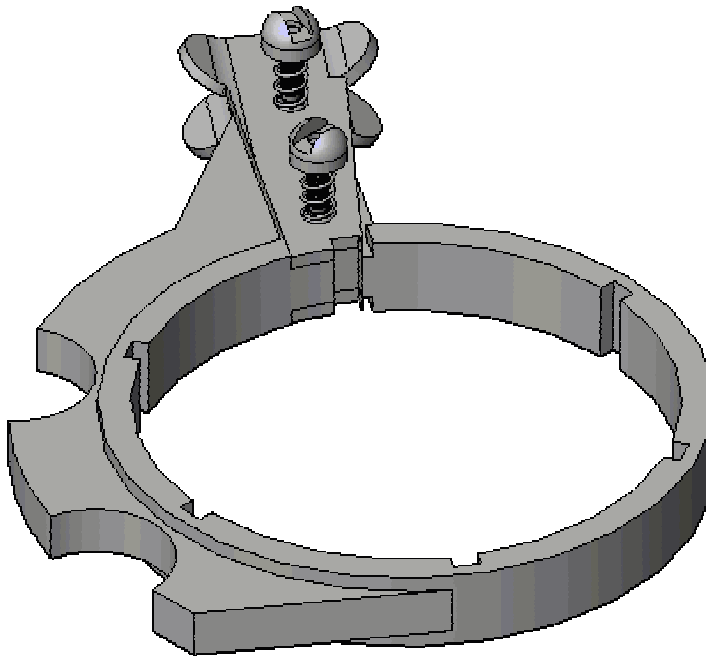


fig11.20 vista del conjunto del selector

De igual manera, aparece el conjunto del preselector que tiene la misión de conectarse con los elementos de *contacto* frontales. En el mismo se encuentran hasta tres sistemas de sujeción por presión que mantendrán unido el subconjunto.

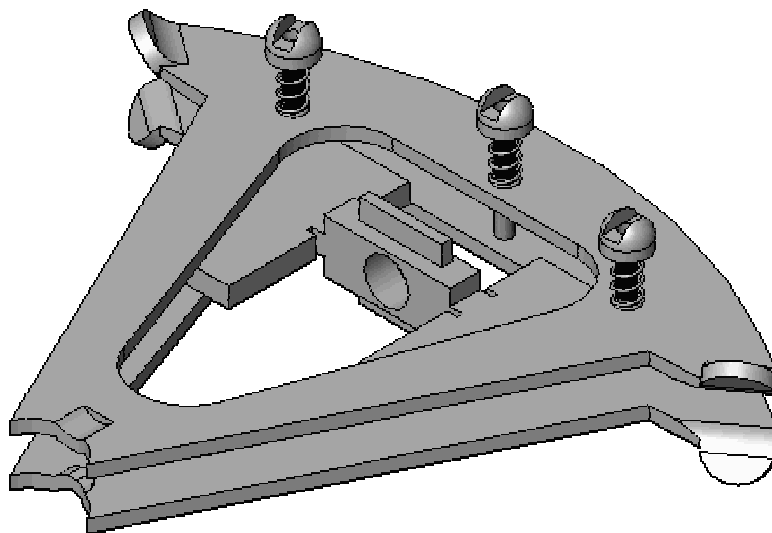


fig11.21 vista del conjunto de los aprisionadores frontales

11.2 PIEZAS DE CONJUNTO ESQUEMÁTICO

A las bases inferior y superior se le han omitido ciertos detalles en los apoyos de las vigas y se han creado unos salientes de perfil rectangular que mantienen la funcionalidad de los anteriores.

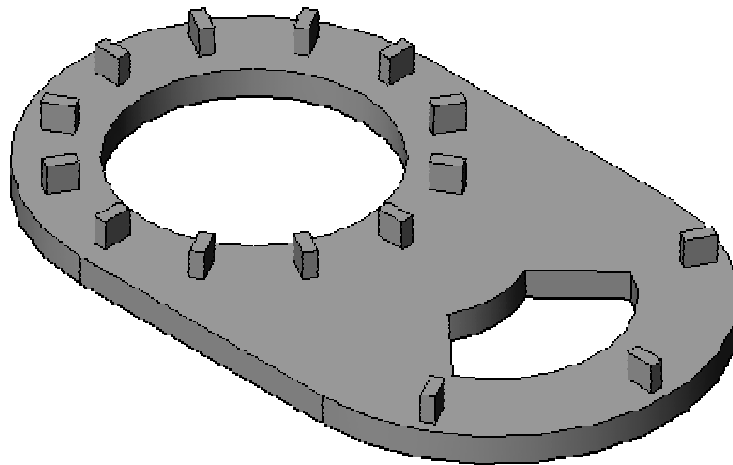


fig11.22 vistas de la base

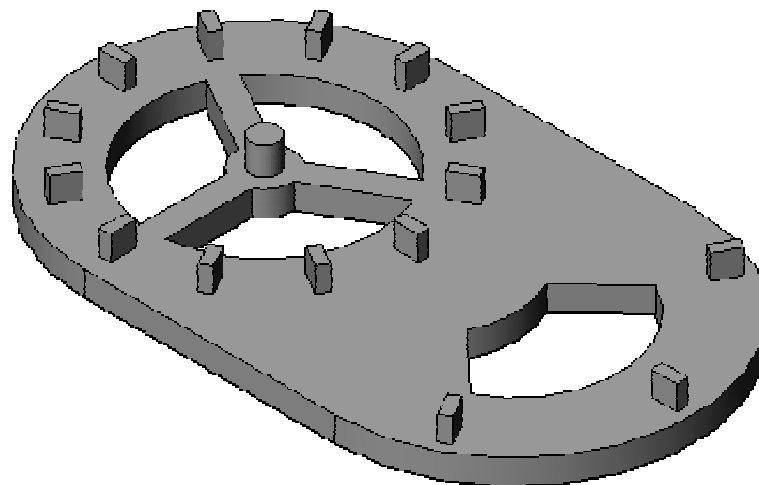


fig11.23 vistas del soporte superior

Se observa en la imagen de la figura 11.24 como se ha convertido en una sola pieza el preselector, tratando de respetar siempre la geometría y manteniendo un elemento de unión entre ellos que sustituya al complejo sistema original.

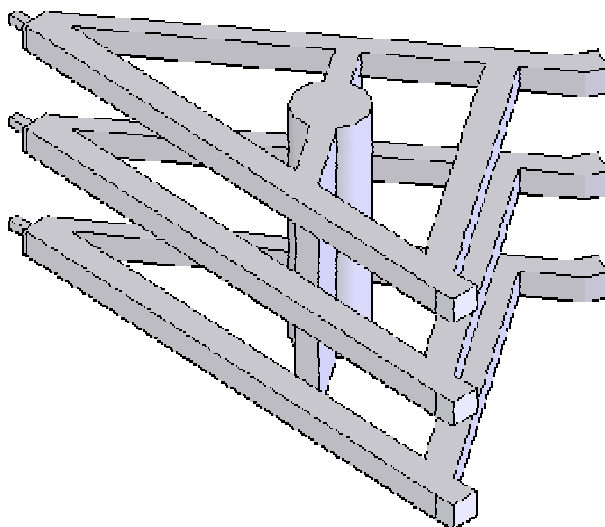


fig11.24 vistas del preselector

Aparece en la figura 11.25 como en el rotor se incluye como parte de la misma pieza los selectores centrales que antes constituían conjuntos aparte con numerosas piezas menores en cuanto a su funcionalidad respecto al total del mecanismo, eliminando agarres, elementos de sujeción y demás elementos de pequeño tamaño.

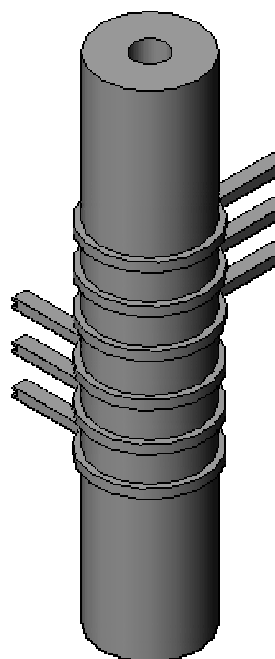


fig11.25 vistas del rotor

En ambos casos se ha respetado toda la geometría relacionada con las posibles fuerzas que se puedan generar dentro del dispositivo de selección para garantizar una mayor precisión en

Al igual que con el rotor, se ha generado una sola pieza que contempla las dos vigas originales y los *contactos* centrales del selector. Con ello se consigue simplificar enormemente la pieza respetando los valores geométricos fundamentales.

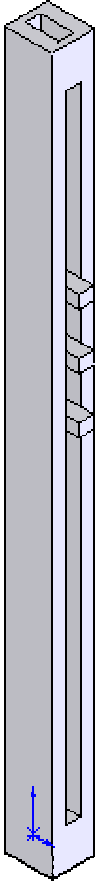


fig11.26 vistas de la viga

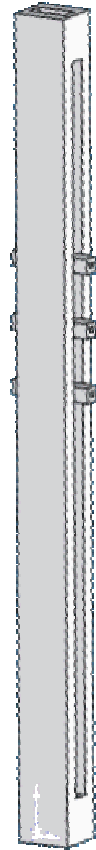


fig11.27 vistas de la viga

11.3 MODOS DE VIBRACIÓN

Se presentan todos los modos de vibración que corresponden al resto de modos no expuestos en el capítulo 4 de análisis modal en la que se muestran los desplazamientos de la estructura.

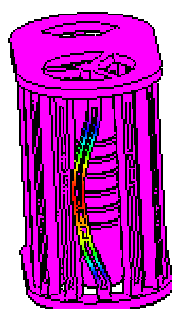


fig11.3.1 Modo 2

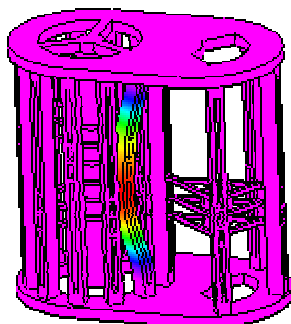


fig11.3.2. Modo 4

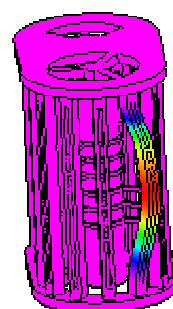


fig11.3. Modo 5

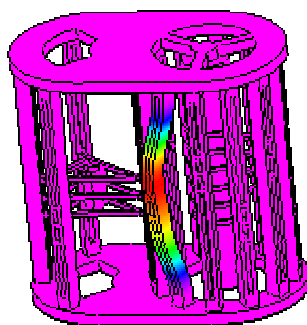


fig11.3.4 Modo 6

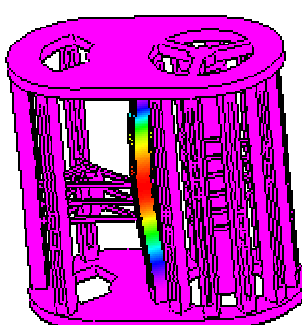


fig11.3.5 Modo 7

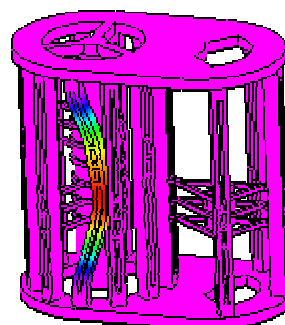


fig11.3.6 Modo 8

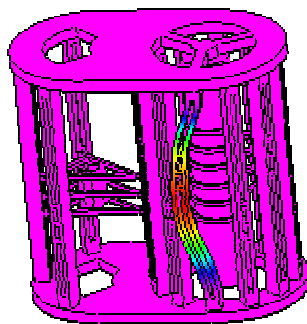


fig11.3.7 Modo 9

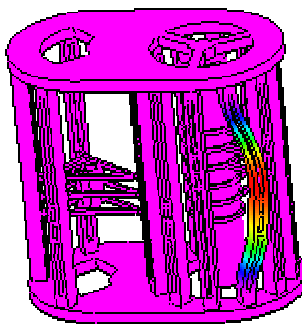


fig11.3.8 Modo 10

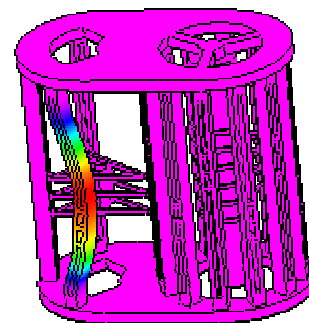


fig11.3.9 Modo 11

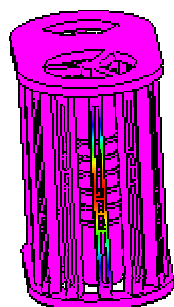


fig11.3.10 Modo 14

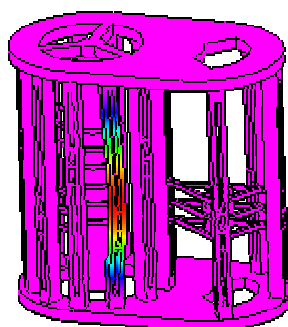


fig11.3.11 Modo 15

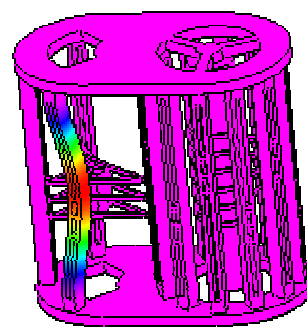


fig11.3.12 Modo 16

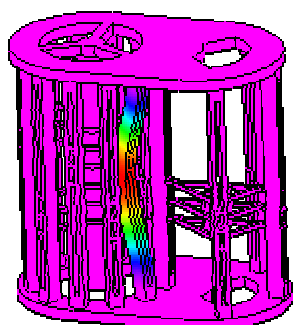


fig11.3.13 Modo 17

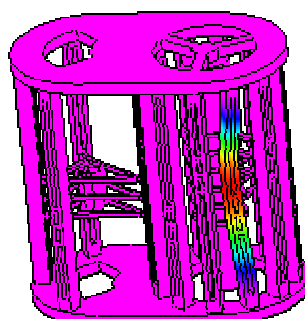


fig11.3.14 Modo 18

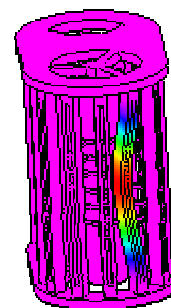


fig11.3.15 Modo 19

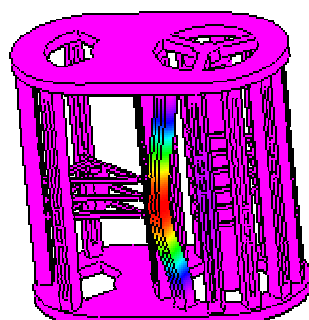


fig11.3.16 Modo 20

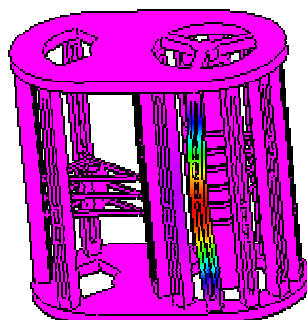


fig11.3.17 Modo 21

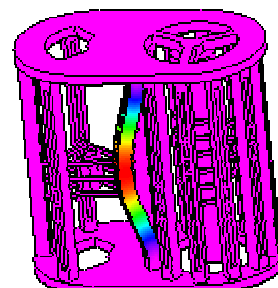


fig11.3.18 Modo 22

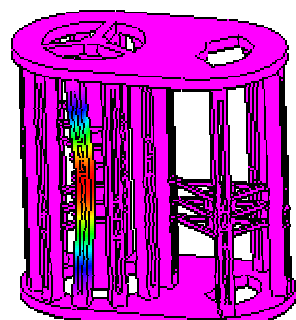


fig11.3.19 Modo 23

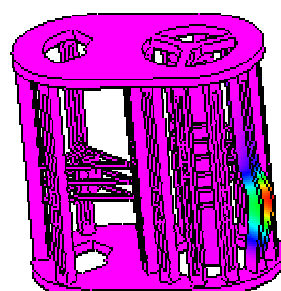


fig11.3.20 Modo 25

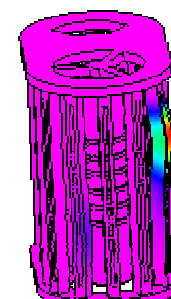


fig11.3.21 Modo 28

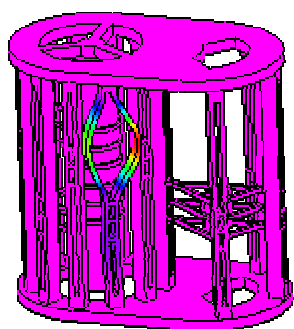


fig11.3.22 Modo 29

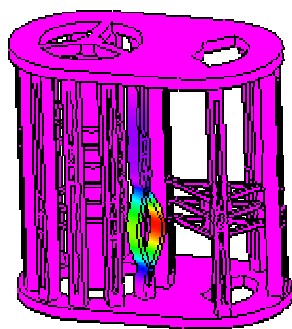


fig11.3.23 Modo 30

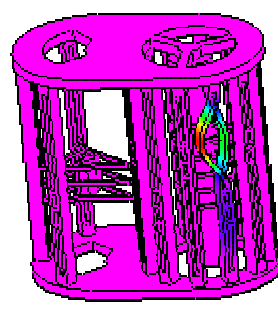


fig11.3.24 Modo 32

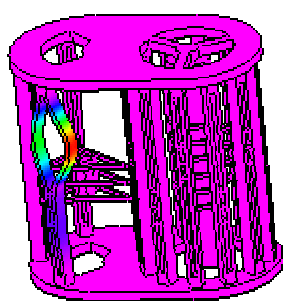


fig11.3.25 Modo 33

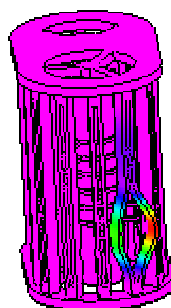


fig11.3.26 Modo 35

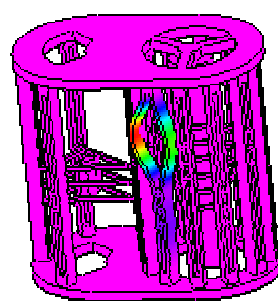


fig11.3.27 Modo 36

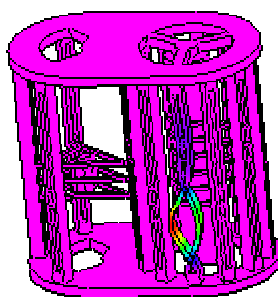


fig11.3.28 Modo 37

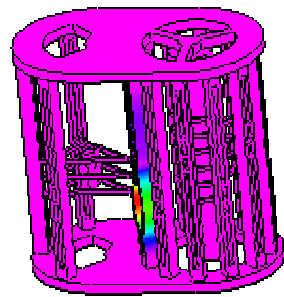


fig11.3.29 Modo 311

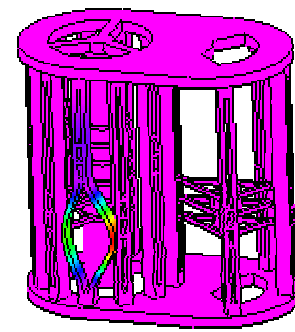


fig11.3.30 Modo 39

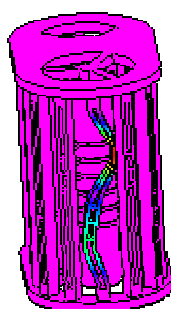


fig11.3.31 Modo 44

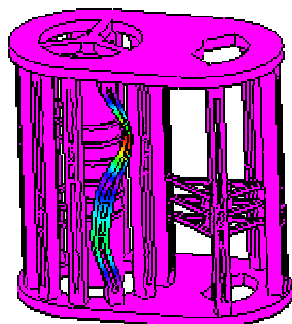


fig11.3.32 Modo 45

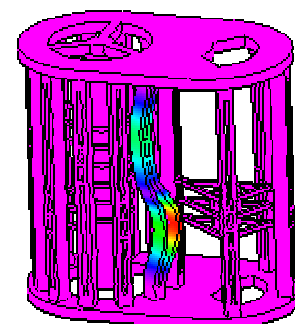


fig11.3.33 Modo 46

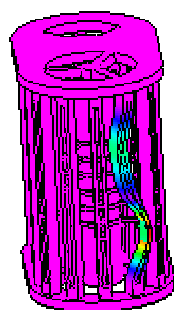


fig11.3.34 Modo 47

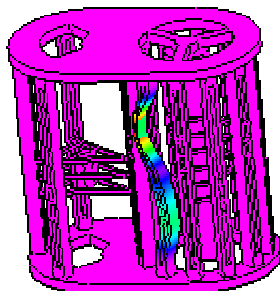


fig11.3.35 Modo 411

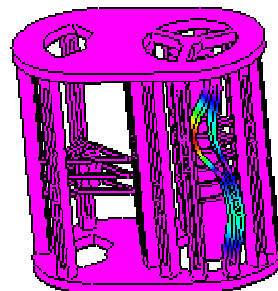


fig11.3.36 Modo 49

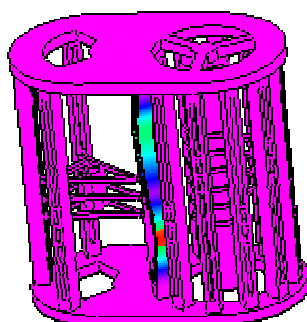


fig11.3.35 Modo 50

ÍNDICE DE ABREVIATURAS

Abreviatura	Significado
OLTC	Cambiador de tomas en carga (del inglés, On Load Tap Changing)
fig	Figura
FFT	Transformada rápida de Fourier (del inglés, Fast Fourier Transform)

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Tabla	Descripción	Pag.
<i>gráfica 4.1</i>	<i>frecuencia frente a modos</i>	23
<i>gráfica 4.2</i>	<i>desplazamientos frente a modos</i>	24
<i>gráfica4.4.2.1</i>	<i>secuencia de operaciones en un proceso de cambio de tomas completo</i>	34
<i>gráfica4.4.2.2</i>	<i>transformada de Fourier en un proceso de cambio de tomas completo</i>	35
<i>gráfica4.4.2.3</i>	<i>transformada de Fourier en el proceso de selección de toma para el intervalo de frecuencias 35 – 60 Hz</i>	36
<i>gráfica4.4.2.4</i>	<i>transformada de Fourier en el proceso de selección de toma para el intervalo de frecuencias 45 – 80 Hz</i>	37
<i>gráfica4.4.2.5</i>	<i>transformada de Fourier en el proceso de selección de toma para el intervalo de frecuencias 110 – 160 Hz</i>	38
<i>gráfica4.4.2.6</i>	<i>transformada de Welch en el proceso de selección de toma para el intervalo de frecuencias 0 – 200 Hz.</i>	39
<i>gráfica6.1.1</i>	<i>tensión frente a ciclos</i>	61
<i>gráfica6.1.2</i>	<i>tensión frente a ciclos</i>	63
<i>gráfica6.2.1</i>	<i>tensión frente a ciclos</i>	67
<i>gráfica6.2.2</i>	<i>tensión frente a ciclos</i>	69
<i>gráfica7.2.1</i>	<i>curva de carga</i>	76
<i>gráfica7.2.2</i>	<i>curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 1</i>	78
<i>gráfica7.2.3</i>	<i>curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 1 entre los segundos 0,53 y 0,6</i>	79
<i>gráfica7.2.4</i>	<i>gráfico correspondiente a la FFT para la curva de desplazamientos del nodo 1</i>	79
<i>gráfica7.2.5</i>	<i>FFT para la curva de desplazamientos del nodo 1 entre los valores de frecuencias 41Hz a 49,5Hz</i>	80
<i>gráfica7.2.6</i>	<i>curva de tensiones del nodo 1 frente al tiempo</i>	81
<i>gráfica7.2.8</i>	<i>gráfico correspondiente a la FFT para la curva de tensiones del nodo 1</i>	82
<i>gráfica7.2.9</i>	<i>FFT para la curva de tensiones del nodo 1 entre los valores de frecuencias 41Hz a 49,5Hz</i>	83

gráfica7.2.10	<i>curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 2</i>	84
gráfica7.2.11	<i>curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 2 entre los instantes 0,535 y 0,6 segundos</i>	85
gráfica7.2.12	<i>gráfico correspondiente a la FFT para la curva de desplazamientos del nodo 2</i>	86
gráfica7.2.13	<i>FFT para la curva de desplazamientos del nodo 2 entre los valores de frecuencias 43Hz a 49,5Hz</i>	86
gráfica7.2.14	<i>curva de tensiones del nodo 2 frente al tiempo</i>	87
gráfica7.2.15	<i>curva de tensiones frente al tiempo del nodo 2 entre los instantes 0,58 y 0,545 segundos</i>	88
gráfica7.2.16	<i>gráfico correspondiente a la FFT para la curva de tensiones del nodo 2</i>	88
gráfica7.2.17	<i>FFT para la curva de tensiones del nodo 2 entre los valores de frecuencias 42Hz a 49,5Hz</i>	89
gráfica7.2.2.1	<i>curva de desplazamientos frente al tiempo del nodo 2</i>	90
gráfica7.2.2.2	<i>gráfico correspondiente a la FFT para la curva de desplazamientos del nodo 3</i>	91
gráfica7.2.2.3	<i>FFT para la curva de tensiones del nodo 3 entre los valores de frecuencias 10Hz a 80Hz</i>	92
gráfica7.2.2.4	<i>curva de tensiones del nodo 3 frente al tiempo</i>	92
gráfica7.2.2.5	<i>gráfico correspondiente a la FFT para la curva de tensiones del nodo 3</i>	93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla	Descripción	Pag.
Tabla 3.1	<i>Desglose de todas las piezas que aparecen en el conjunto de ambos dispositivos</i>	12
Tabla 3.2	<i>Desglose de todas las piezas que aparecen en el conjunto esquemático</i>	15
Tabla 4.1	<i>Propiedades del material acero</i>	19
Tabla 4.2	<i>Propiedades del material plástico</i>	20
Tabla 4.3	<i>Modos, frecuencias y desplazamientos máximos</i>	21
Tabla 4.4	<i>Porcentaje de masa desplazado</i>	25
Tabla 5.1	<i>Coeficientes de fricción para diferentes combinaciones de superficie de contacto</i>	45
Tabla 5.2	<i>Parámetros constructivos de los resortes del selector</i>	46
Tabla 5.2.1.1	<i>Tensiones máximas y mínimas en ambos dispositivos</i>	49
Tabla 5.2.1.2	<i>Desplazamientos máximos y mínimos en ambos dispositivos</i>	51
Tabla 5.3.1.1	<i>Tensiones máximas y mínimas en el contacto</i>	54
Tabla 5.3.1.2	<i>Desplazamientos máximos y mínimos en el contacto</i>	56
Tabla 6.1.1	<i>Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura</i>	59
Tabla 6.1.2	<i>Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura</i>	60
Tabla 6.1.3	<i>Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura</i>	62
Tabla 6.2.1	<i>Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura</i>	64
Tabla 6.2.2	<i>Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura</i>	65
Tabla 6.2.3	<i>Tensiones máximas y mínimas para toda la estructura</i>	68
Tabla 7.2.1	<i>Opciones para la simulación de la curva de carga</i>	76

